

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh brusky pro broušení magnezitových  
tvárnic

*Design of Grinding Machine for Magnesite  
Bricks Grinding*

Student: Bc. Michal Wiśelka  
Vedoucí diplomové práce: doc. dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michal Wiselka**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení  
Téma: **Návrh brusky pro broušení magnezitových tvárnic**  
**Design of Grinding Machine for Magnesite Bricks Grinding**

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh brusky pro broušení magnezitových tvárnic. Zpracujte variantní řešení stroje (vybraných konstrukčních uzlů) s detailním konstrukčním propracováním poháněcích jednotek posuvů a samotného brusného kotouče včetně vedení suportů.

Výchozí parametry:

Maximální rychlost posunu suportu	0,01 m.s <sup>-1</sup>
Zdvih pohonu vertikálního suportu	1000 mm
Zdvih pohonu horizontálního suportu	1100 mm
průměr brousícího kotouče	max 800 mm (592 mm (768 mm))
doporučená obvodová rychlost brusného kotouče	30 – 40 m.s <sup>-1</sup>
naklopení brusného kotouče k vertikální ose	30°

Proved'te:

- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení doplněnou nezbytnými výpočty,
- projekční návrh kompletního řešení brusky,
- detailní konstrukční propracování řešení pohonů posuvů a samotného brusného kotouče včetně vedení suportů včetně určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v rozsahu minimálně 2xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- HORYL. P.: *Statika a dynamika - 2. vyd.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 218 s. ISBN 80-7078-971-9
- MARTÍNEK. P.: *Transportní zařízení*. Skripta VŠB-TUO 1993 - 109 s. ISBN 80-7078-165-3
- KOPÁČEK J. : *Pohony a převody I. vyd.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2
- LENERT J.: *Pružnost a pevnost I. 1. vyd.* - Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 140 s. : il. ISBN 80-7078-392-3
- Firemní literatura, podklady apod.
- Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



---

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář  
*vedoucí katedry*

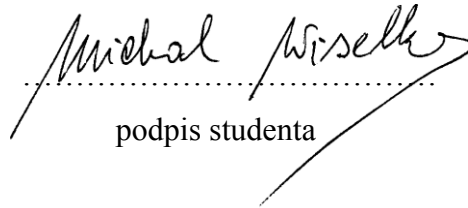
---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
*děkan fakulty*

## Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 23.5. 2011 .....

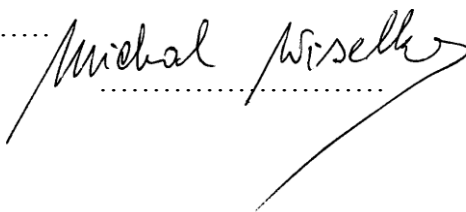
  
.....  
podpis studenta

Adresa trvalého pobytu autora práce:      Nýdek 59  
739 96 Nýdek

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů.
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....23.5.2011.....

  
.....

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

WISELKA, M. Návrh brusky pro broušení magnezitových tvárníc. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní katedra výrobních strojů a konstruování VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011, 108 s. Diplomová práce, vedoucí Kovář, L.

Cílem diplomové práce bylo vypracovat projekčně-konstrukční návrh brusky pro broušení magnezitových tvárníc.

Jedná se o zcela nový stroj, který svými parametry vychází z předchozí řady brusky B 600, ale jeho konstrukce, pohony a design jsou podstatně jiné, novější a modernější.

V první řadě se zabývám návrhem rámu brusky, jeho konstrukcí, volbou uchycení pohonů a vedením napájecích kabelů.

Následně volím vhodnou konstrukci příčnicku brusky, jeho tvar a vhodné vedení pro možnost jeho polohování.

Dále se zabývám vhodnou konstrukcí pro horizontální suport, který musí zajistit pohyb posuvný přímočarý i otáčivý, pootočení o 30°.

V poslední řadě volím vhodné vedení zaručující plynulý pohyb a přesný směr všech součástí brusky vykonávající přímočarý pohyb, pohony a kuličkové šrouby pro polohování příčnicku, horizontálního suportu a naklápění brusného kotouče.

Všechny navržené součásti byly podrobené MKP simulacím (metoda konečných prvků) na základě kterých byla určena celková přesnost brusky.

## ANNOTATION OF THESIS

WISELKA, M. Design of Grinding Machine for Magnesite Bricks Grinding: Master Thesis Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2011, 108 p., Thesis supervisor: Kovář, L.

The scope of this diploma dissertation was to draw up a project of constructional design of grinder for grinding magnesia blocks.

It is a case of brand new machine. By parameters it comes out from previous series B 600 but its construction, driving mechanism and design is fundamentally different, it has later and modern design.

In first part I deal with design of a grinder frame, its construction, attachment of driving gears and lay out of electric power line.

As following I deal with suitable construction of grinder transverse beam, its shape and suitable placement for its positioning.

Then I deal with suitable construction of horizontal support, which has to ensure advance rotary and rectilinear motion and indexing 30°.

At last I choose suitable alignment ensuring continuous and precise rectilinear movement of all grinder parts, driving gears and ball screws for positioning of transverse beam, horizontal support and tilting of grinding wheel.

All designed parts have been submitted to F.E.M simulation (Finite Element Method). Total precision of the grinder was set on the basis of these simulation results.

## Obsah:

1.	Úvod.....	10
2.	Rámy obráběcích strojů – rešerše .....	11
2.1	Konstrukční materiály rámu obráběcích strojů .....	12
2.1.1	Kovové materiály.....	14
2.1.2	Nekovové .....	16
2.1.3	Kombinované – Hybridní .....	19
2.1.4	Přírodní žula - Granit .....	21
2.1.5	Tabulkové srovnání jednotlivých materiálových skupin .....	22
3.	Brousicí stroj BMD 800.....	23
3.1	Požadavky .....	25
3.2	Konstrukční vlastnosti.....	26
3.3	Model transformačního procesu.....	26
3.4	Princip broušení magnezitových tvárnic .....	27
4.	Rám brousicího stroje BMD 800 .....	28
4.1	Možnosti konstrukčního řešení rámu .....	28
4.2	Konečná varianta rámu brousicího stroje BMD 800.....	30
4.3	Výpočet reakcí .....	31
4.3.1	Reakce působící v ose X a Y .....	32
4.3.2	Reakce působící v ose X a Z.....	34
4.3.3	Reakce působící v ose Z a Y.....	35
4.3.4	Výsledné síly působící v jednotlivých osách .....	41
4.4	Výsledky MKP simulací .....	42
4.5	Volba lineárního vedení .....	44
4.6	Volba vhodného šroubu .....	45
4.6.1	Výpočet otáček .....	46
4.6.2	Jmenovitá životnost kuličkových šroubů.....	46
4.7	Volba vhodného pohonu pro příčník.....	47
4.7.1	Zjednodušený výpočet krouticího momentu.....	47
5.	Příčník brousicího stroje BMD 800 .....	48
5.1	Možnosti konstrukčního řešení příčníku .....	48
5.2	Konečná varianta příčníku brousicího stroje BMD 800 .....	50
5.3	Umístění kuličkového šroubu pro posuv příčníku .....	51



5.4	Výpočet reakcí .....	52
5.4.1	Reakce působící v ose X a Y .....	53
5.4.2	Reakce působící v ose X a Z.....	55
5.4.3	Reakce působící v ose Z a Y.....	56
5.4.4	Výsledné síly působící v jednotlivých osách.....	57
5.5	Výsledky MKP simulací .....	58
5.6	Volba lineárního vedení .....	60
5.7	Volba vhodného šroubu .....	61
5.7.1	Výpočet otáček .....	61
5.7.2	Jmenovitá životnost kuličkových šroubů.....	62
5.8	Volba vhodného pohonu pro horizontální suport.....	62
5.8.1	Zjednodušený výpočet krouticího momentu.....	63
6.	Horizontální suport broušicího stroje BMD 800 .....	64
6.1	Možnosti konstrukčního řešení příčniku.....	64
6.2	Konečná varianta rámu broušicího stroje BMD 800.....	66
6.3	Umístění kuličkového šroubu pro posuv horizontálního suportu .....	67
6.4	Výpočet reakcí .....	68
6.4.1	Reakce působící v ose X a Y .....	69
6.4.2	Reakce působící v ose Y a Z.....	71
6.4.3	Výpočet celkového zatížení polohovacího zařízení.....	72
6.4.4	Výsledné síly působící v jednotlivých osách.....	75
6.5	Výsledky MKP simulací .....	76
6.6	Mazání otočné hlavice.....	79
6.7	Volba vhodného polohovacího zařízení pro otočnou hlavici.....	80
6.8	Volba vhodného pohonu pro horizontální suport.....	81
6.8.1	Zjednodušený výpočet krouticího momentu.....	81
7.	Doplňky broušicího stroje BMD 800.....	82
7.1	Kryty kuličkových šroubů.....	82
7.2	Kryty lineárních vedení.....	83
7.3	Kryt lineárního modulu pro naklápění otočné hlavice.....	84
7.4	Volba mikrospínačů .....	84
7.5	Odsávání třísek.....	85
8.	Závěr .....	86

**Použité značení**

Označení	Jednotka	Význam
T	mm	Vzdálenost těžiště
X,Y,Z	mm	Souřadnicový systém
$R_{AXa}$ $R_{AXb}$ $R_{AXc}$	N	Reakční síly v ose X
$R_{BXa}$ $R_{BXb}$ $R_{BXc}$	N	Reakční síly v ose X
$R_{AYa}$ $R_{AYd}$	N	Reakční síly v ose Y
$R_{BYa}$ $R_{BYd}$	N	Reakční síly v ose Y
$R_{AZc}$ $R_{BZd}$	N	Reakční síly v ose Z
$F_Z$ , $F_X$ , $F_V$ , $F_H$	N	Síly vzniklé při broušení
A, B, C, D	m	rozměry
$F_{\xi}$	N	Síla působící v kuličkovém šroubu
$v_z$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost posuvu matice po kuličkovém šroubu
P	m	stoupání závitu
n	$s^{-1}$	otáčky šroubu
L	ot.	jmenovitá životnost v otáčkách
$L_h$	hod	jmenovitá životnost v hodinách
$C_{dyn}$	N	dynamická únosnost
$F_m$	N	Střední zatížení
$n_m$	$min^{-1}$	střední otáčky ( $min^{-1}$ )
G	N	Gravitační síla
M	m	Vzdálenost gravitační síly působící v těžišti
$M_m$	N.m	Krouticí moment pohonu

## 1. Úvod

Cílem diplomové práce bylo navrhnout nový broušící stroj vhodný pro broušení magnezitových tvárnic, jako jeho předchůdce Bruska B 600. Bruska B 600 byla schopna obrábět magnezitové tvárnice s přesností do 0,3 mm, nový návrh brusky by měl dosáhnout minimálně stejných výsledků, nebo ještě lepších. Nový návrh broušícího stroje bude modernější a snadnější na údržbu. Jeho konstrukční provedení bude zcela odlišné, přizpůsobené požadavkům na něj kladeným. Největší modernizaci podstoupily třecí vodící lišty, které byly nahrazeny podstatně novější technologií lineárním vedením s kuličkovou klecí. Následně byly nahrazeny hydraulické písty, polohující suporty do požadované polohy za kuličkové šrouby poháněné krokovými motory schopnými polohovat s přesností do jednoho mikrometru.

Broušící stroj musí být dostatečně hmotný, pevný a musí být schopný ve velké míře tlumit vibrace, které vznikají při procesu broušení, musí být konstrukčně řešen tak, aby splňoval podmínky pevnosti a stability. Výsledkem by měla být mohutná, hmotná a tuhá konstrukce.

Bruska musí být konstrukčně navržena tak, aby na ni bylo možné bezproblémové umístění všech pohybových mechanismů a hybných uzlů (motory, spojky, kuličkové šrouby, ložiskové domky, lineární vedení, příčník a horizontální suport). Její konstrukce musí být přizpůsobená tak, aby nenarušila a neomezila chod a činnost mechanismů v původním umístění, které jsou nedílnou součástí brusky:

- pásový dopravník
- otočný stůl
- frézka

Tyto mechanismy slouží pro uchycení, dopravu a obrábění broušeného materiálu. Požadavkem zákazníka je dodržet rozměry a rozmístění těchto tří mechanismů.

## 2. Rámy obráběcích strojů – řešerše

Základním celkem každého výrobního stoji je rám, což je poměrně složitá soustava pohyblivě či nepohyblivě spojených těles a součástí, kterými prochází a uzavírá se tok zatěžujících sil působících při řezném procesu mezi nástrojem a obrobkem [6].

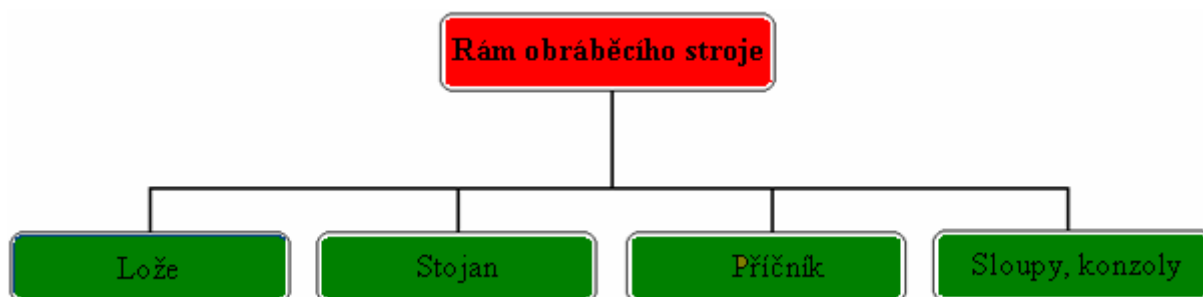
Mezi základní části rámu obráběcích strojů patří lože, stojany, sloupy a konzoly (Obr. 1), případně pevné stoly a portály. Na jejich tuhosti, dynamické stabilitě, odolnosti proti opotřebení vodících ploch a stálosti tvaru závisí v převážné míře přesnost obrábění [7].

Všeobecně platné požadavky, které je nutné při konstrukci základních částí rámu obráběcích strojů respektovat, jsou následující:

- *kvalitní materiál rámu*
- *dobrá statická tuhost*
- *vyhovující dynamická a tepelná stabilita*
- *umožnění dobrého odvodu třísek*
- *jednoduchá a efektivní výroba*
- *snadná manipulovatelnost*
- *dobré uložení na základ* [4].

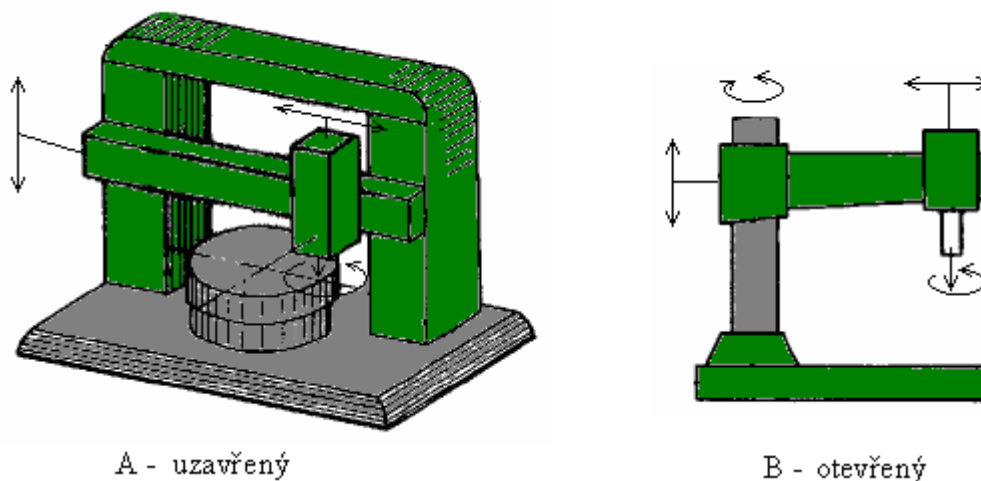
Mezi faktory, které ovlivňují komplexní chování nosné struktury obráběcího stroje, zpravidla patří:

- *konstrukční provedení nosných dílců*
- *provedení pohybových spojení a uložení*
- *materiál nosných dílců*
- *provedení spojení mezi dílci* [8].



Obrázek 1 - Základní části rámu obráběcích strojů [4]

Rám stroje svým uspořádáním a konstrukčním provedením dává obráběcímu stroji charakteristický tvar, velikost a celkové koncepční pojetí. Všeobecně lze říci, že rámy strojů mohou být uzavřené (Obr. 2. - A), nebo otevřené (Obr. 2. - B).



Obrázek 2 – Rámy obráběcích strojů [9]

V dnešní době moderní techniky a pokročilých technologií se při navrhování a konstruování obráběcích strojů a jejich ráků využívá Metody konečných prvků (MKP) simulací prováděných na počítači pro navržení správného tvaru, potřebné tuhosti, frekvence kmitů atd.

## 2.1 Konstrukční materiály ráků obráběcích strojů

Nejčastěji používaným konstrukčním materiálem ráků obráběcích strojů a jejich komponent je šedá nebo tvárná litina. Další skupina obráběcích strojů (jednoučelových, speciálních, ...) je konstruována jako ocelový svařenec. Svařované konstrukce ráků jsou tužší a pevnější než litinové. Pro zkvalitnění tlumení a pohlcování vibrací vzniklé při vykonávání práce obráběcího stroje, se někdy vyplňuje ocelové sloupky a nosné části ráku tlumícím materiálem (betonem, hydrobetonem, polymerbetonem atd.).

„Panoval názor (podložený zkouškami s jednoduchými tyčemi), že litinové díly lépe tlumí kmitání než svařované. Podrobnější a hlubší pokusy a zkoušky však dokazují, že tento názor není zcela správný. Spoje v místech svarů působí tlumivě, neboť se v nich těsně stýkají části, které se při kmitání vzájemně pohybují. Přesto, že jsou to pohyby

nepatrné, přispívá tření při nich vzniklé k tlumení chvění. K tlumení chvění dále přispívá možnost provedení nepravidelného vyztuženého profilu.“ [4]

V dnešní době se stále více využívají i různé neželezné materiály, a to např. polymerní, cementové betony, nebo přírodní žula. Následující tabulka 1 uvádí základní přehled materiálů pro stavbu rámu obráběcích strojů.

Materiály pro stavbu rámu			
<i>Konvenční</i>	<i>Nekonvenční</i>		
<b>Kovové</b>	<b>Nekovové</b>	<b>Kombinované</b>	<b>Přírodní</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Litina</li> <li>• Ocelolitina</li> <li>• Ocel (svarky, odlitky)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hydrobeton</li> <li>• Polymerbeton</li> <li>• (Jiné) Kompozitní materiály</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ocelový svarek a výplň tlumícím materiálem</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kámen (žula)</li> </ul>

Tabulka 1 – Materiály pro stavbu rámu obráběcích strojů [4]

Vlastnosti materiálů těles rámu obráběcího stroje výrazně ovlivňují provozní chování celého rámu stroje. Proto je třeba při výběru materiálu posoudit všechny důležité parametry, tj. základní fyzikální vlastnosti daného materiálu (Tab. 2) [7].

<b>Základní fyzikální vlastnost</b>	<b>⇒</b>	<b>Technické a provozní vlastnosti stroje</b>
Pevnost (tah, tlak ohyb, krut)	⇒	Bezpečnost proti trvalé deformaci a zlomení
Specifická hmotnost	⇒	Hmotnost, statické a dynamické vlastnosti
Modul pružnosti (v tahu, smyku)	⇒	Statická a dynamická tuhost
Útlum chvění	⇒	Dynamické vlastnosti
Kluzné vlastnosti, tvrdost	⇒	Tření a opotřebení v kluzných zónách
Vnitřní pnutí	⇒	Trvalá přesnost (dlouhodobá)
Tepelná roztažnost, vodivost	⇒	Tepelná stabilita

Tabulka 2 - Fyzikální vlastnosti materiálu ovlivňující technické vlastnosti stroje [3]

Dále je třeba přihlídnout při volbě materiálu k jeho ceně, zpracovatelnosti, obrobitelnosti, technologii výroby, rychlosti dodávky dílce apod.

Požadavky na vlastnosti konstrukčních materiálů se neustále zvyšují vlivem vývojových tendencí ve smyslu zvyšování výrobnosti a přesnosti obráběcích strojů. [4]

## 2.1.1 Kovové materiály

### 2.1.1.1 Slitiny železa na odlitky

Nejběžnějším materiálem užívaným pro rámy obráběcích strojů jsou kovové materiály (slitiny železa – uvedené v tabulce 3).

Slitiny železa na odlitky	
Litiny	Oceli na odlitky
<ul style="list-style-type: none"> <li>- s lupínkovým grafitem (šedá litina) perlitická, feritická</li> <li>- s kuličkovým grafitem (tvárná litina) feritická, feriticko – perlitická</li> <li>- temperovaná litin</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- ocel na odlitky uhlíková</li> <li>- ocel na odlitky feriticko – perlitická</li> <li>- ocel na odlitky manganová</li> <li>- ocel na odlitky křemíková</li> <li>- ocel na odlitky chrom - mangan - vanadová</li> </ul>

Tabulka 3 - Slitiny železa používané pro stavbu rámu obráběcích strojů [4]

Odlité lože nebo stojan jsou zpravidla těžší než svařované, a to z těchto důvodů:

- litina má menší modul pružnosti v tahu i ve smyku, proto je nutno volit při požadavku stejné tuhosti u odlitku tlustší stěny než u součásti svařované z ocelového plechu
- průřezy namáhané v kroucení se u odlitků nedají vytvořit zcela uzavřené, proto je nutno volit tlustší stěny a hustší vyžebrování
- z důvodů technologických (se zřetelem na možnosti odlití) je nutno volit u odlitků větší tloušťku, než by bylo třeba podle požadované tuhosti [4]

Odlitky z šedé nebo tvárné litiny	
Pozitiva (+)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>ekonomicky výhodné pro větší série</i></li> <li>- <i>oproti oceli vyšší materiálové tlumení</i></li> <li>- <i>lepší obrobiteľnosť než u oceli</i></li> <li>- <i>v praxi zavedené technologie pro konstrukci a zpracování</i></li> </ul>
Negativa (-)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>malý měrný modul pružnosti</i></li> <li>- <i>technologická omezení tvarování, tloušťek stěn a žeber, proporcí, přechodů tloušťek</i></li> <li>- <i>nevhodné pro malé série vzhledem k ceně modelů, jader a formy</i></li> </ul>

Tabulka 4 – Zobrazení výhod a nevýhod odlitku z šedé a tvárné litiny [4]

### **2.1.1.2 Ocelové konstrukce svařované**

Ocelové svařence se používají ve formě těles svařených z ocelových plechů a profilů. Požadovaná tuhost se dosáhne vhodnou volbou tloušťky stěny a žebrováním v místech namáhání. Při návrhu lože je důležitá úvaha o toku sil strukturou stroje. Dále musí být konstrukce schopna zachytit dynamické a statické síly od posouvaných částí a musí být tepelně symetrická. Pro docílení co nejvyšší tuhosti nosných dílů obráběcích strojů při minimální spotřebě materiálu je třeba použít pro výpočet dílu metodu konečných prvků.[1]



**Obrázek 3 – Příklad nosné struktury jednoho z portálových strojů firmy Benazzato S.r.l.[2]**



**Obrázek 4 – Presentovaná svařovaná nosná struktura portálu firmy Benazzato S.r.l.[2]**

Svařované konstrukce rámců obráběcích strojů využívají ocelové profily nebo válcované plechy, u kterých je zaručena svařitelnost. Počet svarů, jejich směr a velikost musejí být voleny tak, aby nedocházelo k vzájemnému pnutí, které zbortí profil svaru.

Nepočítáme-li cenu modelu, bývají obvykle náklady na odlití nižší než na svařování. Proto je výhodné volit svařované díly u strojů vyráběných buď jednotlivě, nebo v malých počtech kusů. [4]

Při volbě mezi odlitkem a ocelovým svařencem je rozhodující hledisko hospodárnosti, neboť oba druhy se dají vytvořit tak, že funkčně zcela vyhovují. [4]



Ocelové svařence	
Pozitiva (+)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>ekonomicky vhodné řešení pro kusovou výrobu, malé série nebo dílce s velkým podílem změn</i></li> <li>- <i>lze navrhovat dílce velmi složitých tvarů s velkými přechody tloušťek stěn</i></li> <li>- <i>vysoká hodnota modulu pružnosti</i></li> <li>- <i>snadná oprava či částečné předělání s ohledem na požadované vlastnosti</i></li> </ul>
Negativa (-)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>horší obrobitelnost než u litiny</i></li> <li>- <i>větší vnitřní pnutí a nákladnější a odstraňování vnitřních pnutí než u litiny</i></li> <li>- <i>není možné použít základní materiál, ze kterého je vyrobeno lože či stojan, pro výrobu vodících ploch</i></li> </ul>

Tabulka 5 – Zobrazení výhod a nevýhod svařovaných konstrukcí rámu obráběcích strojů [4]

## 2.1.2 Nekovové

### 2.1.2.1 Beton jako konstrukční materiál

Návrat k použití betonu v konstrukci nosných částí strojů je možno pozorovat zhruba od prvního ročníku výstavy EMO v Paříži v roce 1975. Nejedná se o žádnou novinku, neboť první pokusy s aplikací klasického-cementového hydrobetonu byly provedeny profesorem Schlesingerem již v průběhu 1. světové války při stavbě rozměrných karuselových soustruhů a výraznější využití bylo pak zaznamenáno v průběhu 2. světové války, kdy hlavním důvodem byla náhrada nedostatkových klasických kovových materiálů.

### 2.1.2.2 Hydrobeton

Co se týká klasického cementového betonu (hydrobetonu), tak ten je v současné době používán především jako výplň jednoduchých svařovaných ocelových loží, pro zvýšení jejich hmotnosti, tuhosti a zvýšení součinitele poměrného tlumení. Příznivou vlastností cementového betonu je jeho v podstatě stejně velký součinitel teplotní roztažnosti jako u oceli, ale při řádově nižším koeficientu tepelné vodivosti než u oceli (v porovnání s ocelí velmi dobré izolační vlastnosti pro přestup tepla). Pro připevnění návazných uzlů obráběcích strojů-např. vřeteníků, vodících ploch apod. jsou do betonu zalévány potřebné kotevní prvky, ocelové desky apod. [3]



Obrázek 5 – Detail stojanu s uložením převodovky náhonu pastorku pro svislý posuv příčnicku. [2]

Pokud je zapotřebí zlepšit vlastnosti "betonového" lože v tahu a ohybu, je provedeno armování ocelí- tj. vytvoření železobetonu. V železobetonu je tahové namáhání zachycováno ocelovou výplní, tlakové pak betonem. [3]

Vysokopevnostní cementový beton HIPERCON		
Hustota	[kg/dm <sup>3</sup> ]	2,5 ÷ 2,7
Modul pružnosti	[GPa]	50 ÷ 60
Pevnost v tahu	[MPa]	8 ÷ 10
Pevnost v tlaku	[MPa]	100 ÷ 200
Součinitel teplotní délkové roztlačnosti	[10 <sup>-6</sup> . K <sup>-1</sup> ]	10,6
Tepelná vodivost	[Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	1,7
Měrná tepelná kapacita	[kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	0,9

Tabulka 6 – Materiálové vlastnosti – Hiperkon [2]

### 2.1.2.3 Minerální litina (polymerbeton)

Nové trendy ve výrobě nosných dílů vedou k využití nových alternativních materiálů ve stavbě obráběcích strojů. Polymerbeton je znám již řadu let. V současnosti se spíše zlepšily jeho vlastnosti a technologie výroby. I přes růst aplikací minerální litiny v oblasti obráběcích strojů se stále objevuje "obava" při využití tohoto moderního materiálu. Navržené koncepce struktur z minerální litiny vyžadují znalosti vlastností materiálů, výrobního postupu a technologie lití. Minerální litina se neliší jen hmotností od konvenčních materiálů, ale má i různé hodnoty z hlediska statického, dynamického a tepelného chování. Oproti oceli a litině má řádově vyšší tlumicí vlastnosti a podstatně nižší tepelnou vodivost a vyšší tepelnou kapacitu. Těmito vlastnostmi je zajištěna odolnost proti

vibracím a celková geometrie stroje při rychlých teplotních změnách v okolí stroje nebo přímo na stroji. [1]



Obrázek 6 – Detail polymerbetonového odlitku s integrovanou ocelovou lištou pod lineární vedení a [2]

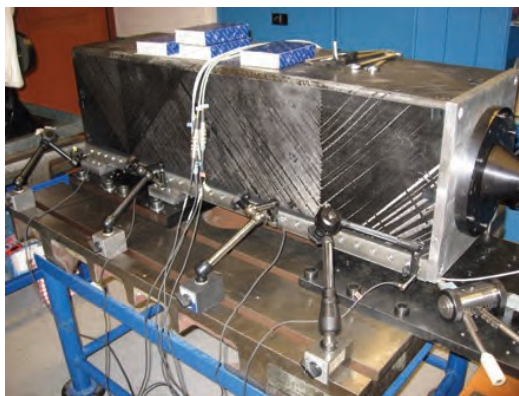
Polymerbeton	
Pozitiva (+)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>ekonomicky výhodné pro střední série strojů (cca od 30 odlitků/rok)</i></li> <li>- <i>materiálové tlumení na úrovni (vyšší než) šedé litiny</i></li> <li>- <i>možnost do dílce integrovat elektrické a fluidní rozvody</i></li> <li>- <i>možnost do dílce integrovat ocelové inserty pro následné obrobení</i></li> </ul>
Negativa (-)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>nákladná výroba vzhledem k nutnosti obvykle kovové formy</i></li> <li>- <i>komplikované prostředky pro spojování s ostatními dílci konstrukce</i></li> <li>- <i>omezené možnosti zasáhnout do hotové konstrukce</i></li> <li>- <i>velmi problematické obrábění (snaha dělat dílce tzv. nahotovo)</i></li> </ul>

Tabulka 7 – Výhod a nevýhod svařovaných konstrukcí rámu obráběcích strojů [4]

#### 2.1.2.4 Vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken

Součásti s vyztužujícími uhlíkovými vlákny mohou vznikat mnoha různými způsoby. Pro špičkové aplikace je však standardem příprava laminátů vrstvením jednotlivých vrstev tzv. prepregů (připravená vrstvička vláken již prosycená pryskyřicí, lze odvíjet z kotoučů, stříhat, ohýbat, a klást na sebe) s předepsanou orientací vláken. Součást je posléze vytvrzená v autoklávu. Dalším možným způsobem přípravy obvykle rotačních součástí je navíjení. Součásti připravované zmíněnými dvěma technologiemi vykazují nejméně vnitřních vad a lze u nich dosáhnout maximálního podílu vláken, vzhledem k celkovému objemu tvořené součásti.

Součásti z uhlíkových laminátů bývají také koncipovány jako sendviče. Uhlíkové laminátové skořepiny pak tvoří povrch součástí a vnitřní objem je vyplněn speciální pěnou, voštinou nebo materiálem pro jádra sendvičů. Takto mohou vznikat součásti s vynikající tuhostí ve všech žádaných směrech, vysokým tlumením a nízkou hmotností [12]



**Obrázek 7 – Celokompozitový vřeteník vyrobený společností Compotech při měření statické tuhosti v laboratoři VCSVTT. [2]**

I přes velký potenciál dílů z těchto kompozitních materiálů pro stavbu strojů, je zatím jejich výrazné uplatnění vzhledem k cenovým a technologickým nárokům omezené. [10]

### **2.1.3 Kombinované – Hybridní**

Zde hovoříme především o vyplňovaných dílcích, sendvičových strukturách a různých kombinacích materiálů. Jedná se o různé studie, jednotlivé prototypy, které jsou předmětem budoucího vývoje. [10]

*a) Ocelový svařenec + polymerbetonová výplň (viz níže; Obr. 8 a 9)*

*b) Odlitek z šedé nebo tvárné litiny + výplň pískem*

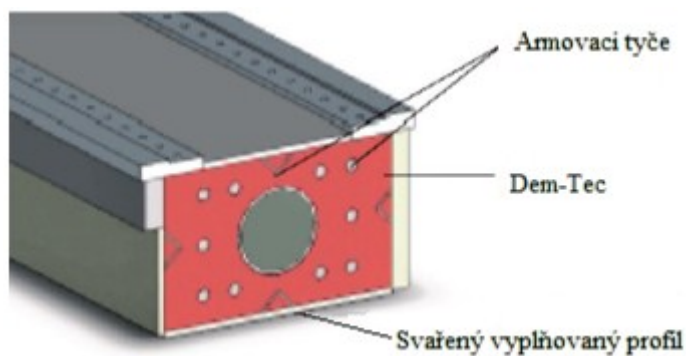
Někteří výrobci obráběcích strojů zanechávají úmyslně písková jádra ve svých litinových odlitcích. Pískové jádro se zbytky pryskyřice je po vychladnutí odlitku, vlivem smršťování dílce, pevně obemknuto odlitkem a sevřeno. Ve výsledku dílec vykazuje vyšší hmotnost (vlivem zanechaných jader), ale rovněž výrazně vyšší tlumení [10].

*c) Polymerbetonový odlitek vyztužený uhlíkovými vlákny*

*d) Ocelový svařenec vyztužený uhlíkovým vláknem*

*e) Kombinace oceli a Al-pěny (viz níže; Obr. 10 a 11)*

*f) Obecně sendvičové struktury (viz níže; Obr. 12)*

DemTec:

Obrázek 8 – Základní koncepční schéma materiálové struktury DemTec firma Demmeler. [4]



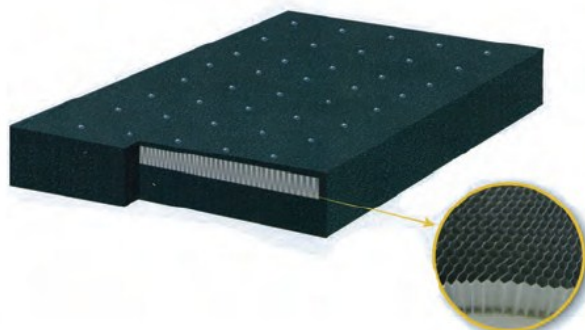
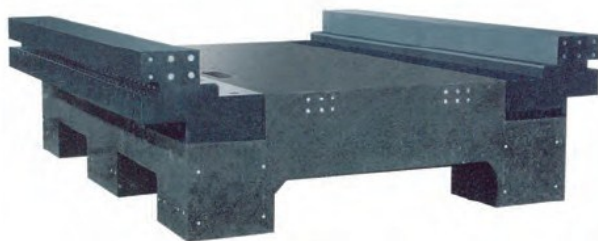
Obrázek 9 – Příklad přípravy svařence struktury Dem-Tec. Patrné jsou vnitřní podélné armovací výztuže. [2]

Kombinace oceli a Al-pěny:

Obrázek 10 – Řez sendvičem ocel – Al pěna – ocel [10]



Obrázek 11 – Řez ocelovým profilem s výplní Al pěnou [10]

Jiné hybridní provedení:

Obrázek 12 – Hybridní lože – polymerbeton + přírodní granit vlevo a Granitová deska s voštinou – sendvičová struktura vpravo. [2]



Hybridní struktury a materiály	
Pozitiva (+)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- možnost dosažení specifických vlastností konkrétních dílců (orientované zvyšování tuhosti pro některé typy namáhání, selektivní zvyšování hodnot tlumení pro kritické vl. tvary kmitů, ...)</li> <li>- nižší nákladnost výroby dílců než u dílců pouze na bázi laminátů vyztužených uhlíkovými vlákny</li> <li>- potenciál kombinace více materiálů do struktury jednoho dílce ve snaze využití konkrétních výhodných vlastností užitých materiálů pro daný díl</li> </ul>
Negativa (-)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- vyšší náklady na vývoj i výrobu ve srovnání s dnešními konvenčními postupy</li> <li>- komplikovaná a nestandardní technologie návrhu optimalizovaných konstrukcí s vysokými nároky na kvalitu simulačních modelů</li> <li>- vysoké nároky na konstruktéry a výpočtáře ve věci znalostí mat. vlastností, mechaniky, potřeb strojů a schopnosti syntetizovat návrh dle správných souvislostí</li> <li>- nestandardní technologie výroby dílců s nutností výroby přípravků</li> <li>- nutnost kombinovat technologie přípravy a zpracování polotovarů od několika odlišných a běžně oddělených typů výroby (např. svařovna – autoklávová výroba laminátů a lepených spojů – obrobna)</li> </ul>

Tabulka 8 – Výhody a nevýhody hybridních rámců obráběcích strojů [4]

#### 2.1.4 Přírodní žula - Granit

Opracované monolitní bloky z přírodní žuly (těžené většinou v oblasti jižní Afriky- proto častý název Granit Afrika) jsou používány především v konstrukci měřicích přípravků - stoly, pravítka, přesných souřadnicových měřicích strojů a speciálních, vysoce přesných obráběcích strojů (především souřadnicových vyvrtávaček). Masivní bloky Granitanu tvoří většinou nepohyblivé stoly (lože), příčníky apod. Pracovní plochy těchto bloků jsou velmi jemně a přesně opracovány a slouží i jako vodící plochy většinou aerostatických vedení pro posuv dalších uzlů stroje. [3]



Obrázek 13 – Příklad tříosé nosné struktury z přírodní žuly a Příklad žulové nosné struktury části obráběcího stroje, pravděpodobně soustruhu – čínské firmy Jinan Xinlei Precision Machinery Co. [2]

Granit – přírodní žula	
Pozitiva (+)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- žádná vnitřní pnutí</li> <li>- dokonalá rozměrová stálost</li> <li>- materiálové tlumení na úrovni šedé litiny</li> <li>- nižší hodnota součinitele délkové teplotní roztažnosti než u litiny</li> </ul>
Negativa (-)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- náročná a nákladná výroba přesných dílců, potřeba broušení všech ploch</li> <li>- komplikované a nákladné spojování s ostatními dílci konstrukce</li> <li>- velmi omezené možnosti zasáhnout do hotové konstrukce (nelze vyřezat závit, snadno vyvrtat otvor, ...)</li> </ul>

Tabulka 9 – Výhody a nevýhody konstrukcí rámců obráběcích strojů z přírodních materiálů [4]

### 2.1.5 Tabulkové srovnání jednotlivých materiálových skupin

Parametr	Modul pružnosti [GPa]	Měrná hmotnost [kg/m <sup>3</sup> ]	Součinitel teplotní roztažnosti [10 <sup>-6</sup> · K <sup>-1</sup> ]	
Materiál				
Ocel	210	7850	11 - 18	Konvenční materiály (tradiční)
Ocelolitina	170	7400	9,5	
Šedá litina	80 - 110	7100 – 7300	9	
Tvárná litina	160 - 180	7040 – 7060	9	
Al slitiny	70 – 90	2600 – 2800	23,8	Nekonvenční materiály
Titan	110	4500	10,8	
Polymerbeton	30 - 60	2300– 2600	11,5 - 16	
Beton	5 - 39	2200 – 2500	12	
Přírodní žula	30 - 70	2600 – 3150	8	
Vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken	100 - 580	1700 – 1980	12	
Keramika na bázi Al a Si	270 - 300	3200 – 3500	3 - 4,7	
Hybridní struktury a materiály	70 - 210	1000 – 3500		

Tabulka 10 – Srovnání vybraných vlastností jednotlivých materiálů pro stavbu nosných dílů obráběcích strojů [6]

### **3. Brousicí stroj BMD 800**

Je zcela nový stroj navržen pro jednoúčelovou práci – broušení magnezitových tvárnic předepsaných tvarů a rozměrů (vyzdívka ocelářenských pecí viz kapitola – 3.4 Princip broušení magnezitových tvárnic).

V bakalářské práci jsem se zabýval přestavbou a celkovou modernizací brousicího stroje B 600 určeného pro broušení magnezitových tvárnic. Jednalo se o náhradu hydraulických pohonů suportů na pohony mechanické. Podmínkou bylo zachovat požadovanou přesnost, zdvihy suportů a rychlost zdvihu suportů. V diplomové práci navrhuji kompletně nový a modernější stroj pro stejný účel s vědomím, že všechny požadované parametry, viz zadání a kapitola požadavky, musí být zachovány.

Hlavní konstrukční změna byla provedena u nosného rámu stroje, jedná se o uzavřený sloupový rám, na němž bude usazen pohyblivý příčník. Na příčníku bude usazen horizontální suport s motorem a brousicím kotoučem.

Další změna se týkala vedení suportů. Kluzné vedení bylo nahrazeno modernější variantou – lineárním vedením.

Tato technologie nám zaručuje:

- plynulejší chod suportů,
- několika násobně nižší tření při pohybu suportů,
- snadnější montáž, snadnější údržba.

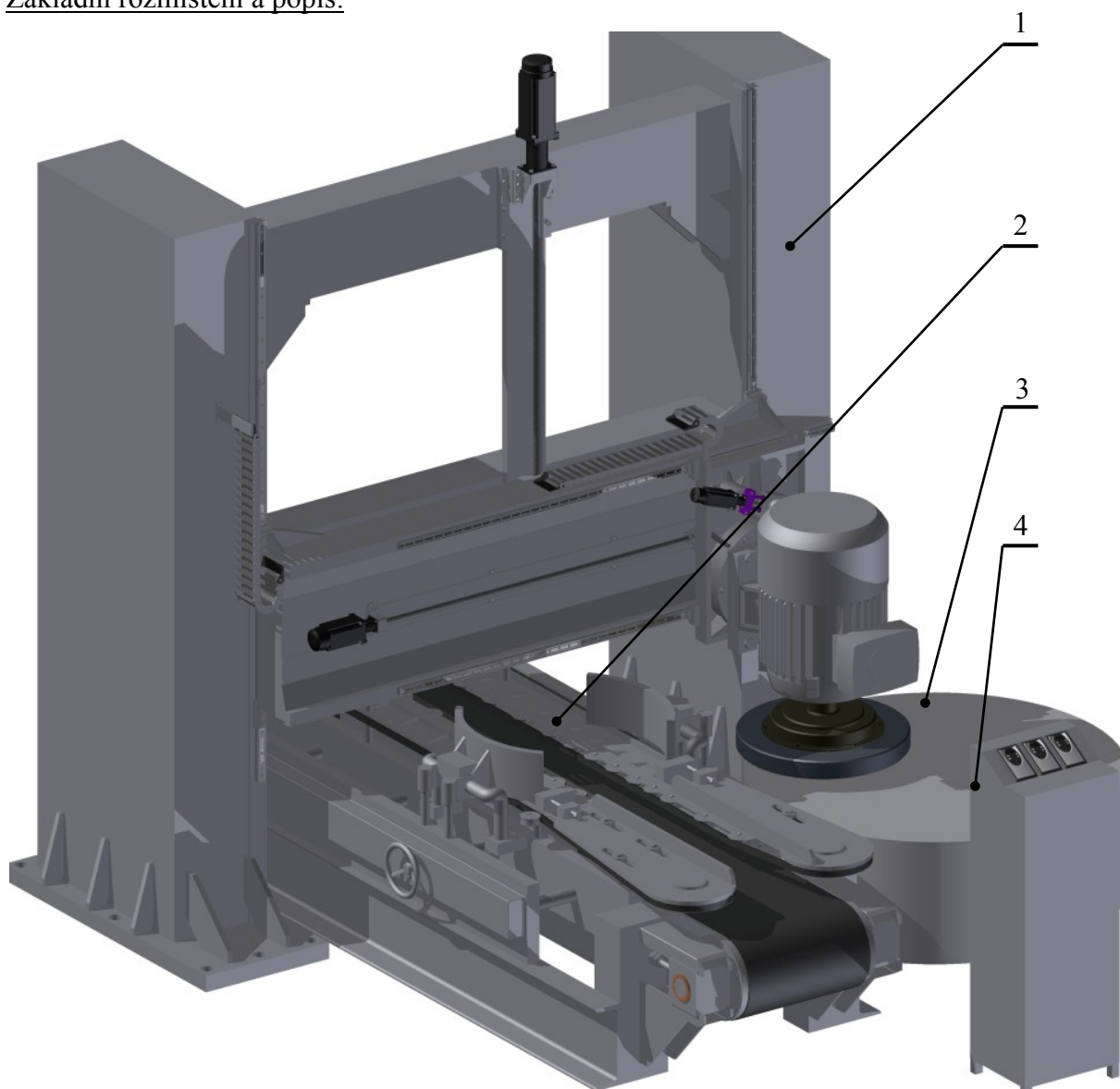
Celá konstrukce brusky musí být navržena tak, aby nijak nenarušovala a neomezovala chod příslušenství brusky v původní a požadované poloze viz obr. 14

Příslušenství brusky:

- pásový dopravník
- otočný stůl
- obráběcí frézka

Pásový dopravník podává broušený materiál. Jde o magnezitové tvárnice dlouhé 200 - 600 mm. Otočný stůl slouží k uchycení tvarovaných tvárnic a frézka k jejich úpravě.



Základní rozmístění a popis:

Obrázek 14 – Brousicí stroj BMD 800 s příslušenstvím

Popis obrázku:

1. Bruska BMD 800
2. Pásový dopravník
3. Otočný stůl
4. Řídicí panel

Orientační parametry:

Průměr brousicího kotouče	592 mm (768 mm)
Otáčky	800 – 1100 min <sup>-1</sup>
Obvodová rychlost	30 – 40 m.s <sup>-1</sup>

Pohon – trojfázový asynchronní motor nakrátko

1LA6223 – 6AA69 – Z 30 kW, 978 min<sup>-1</sup>, 400 V, 50 Hz

- pohyby brousicího kotouče:

**svislý pohyb**.....1000 mm

rychlost.....~0,01 ms<sup>-1</sup>

**vodorovný pohyb**.....1100 mm

rychlost.....~0,01 ms<sup>-1</sup>

**naklápění**.....0° - 30°

rychlost.....~0,01 ms<sup>-1</sup>

- broušení magnezitových tvárnic s přesností 0,3 mm

### **3.1 Požadavky**

**Bezpečnostní:**

- bezpečnost brousicího stroje k obsluze
- veškeré rychle rotující části znepřístupnit obsluze daného stroje
- při údržbě zajistit příčník a horizontální suport
- zajistit příčník při prasknutí nosného média (kuličkového šroubu)

**Technologické:**

- docílit minimální přesnost broušení 0,3 mm (broušený materiál je umístěn na otočném kovovém stole vlastní vahou po obvodě sepnut sponou)
- dosáhnout minimálně tuhosti jako u staršího typu brusky B600
- co nejjednodušší údržba
- přiměřené náklady pro realizaci výroby
- zařízení bude umístěno v hale – teplota zhruba 18 – 28°C
- brousicí kotouč při broušení nevykonává žádný jiný pohyb než rotační (kolem vlastní osy), pohybuje se vždy broušený materiál podle toho, na čem je uchycen
- pohyblivé těleso (kuličkový šroub), který zajišťuje posuvný pohyb, musí mít co nejmenší tření

**Funkční:**

- zachování původních pohybů broušícího kotouče:

svislý pohyb.....1000 mm

rychlost..... $\sim 0,01 \text{ ms}^{-1}$

vodorovný pohyb.....1100 mm

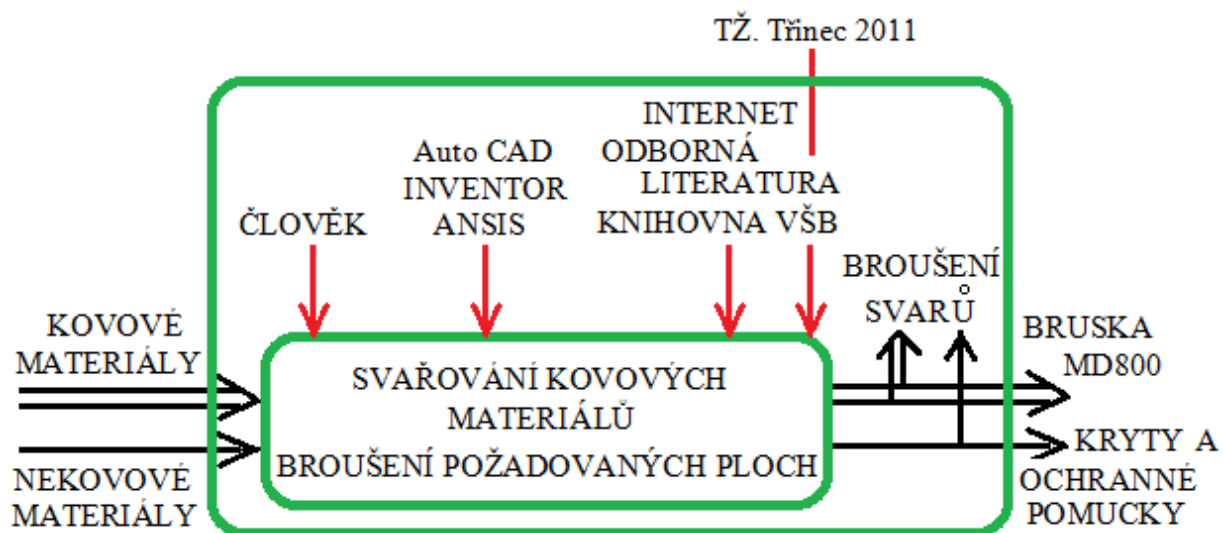
rychlost..... $\sim 0,01 \text{ ms}^{-1}$

naklápění..... $0^\circ - 30^\circ$

rychlost..... $\sim 0,01 \text{ ms}^{-1}$

**3.2 Konstrukční vlastnosti**

- modernizace stroje
- jednoduchost
- menší hmotnost
- spolehlivost
- nenáročná údržba
- širší výběr pohonných jednotek
- snadná montáž
- větší životnost

**3.3 Model transformačního procesu**

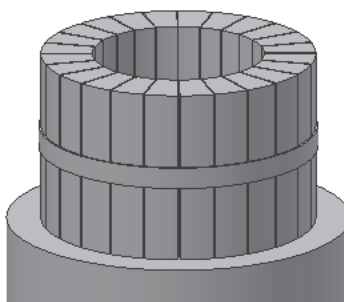
Obrázek 15 – transformační proces brusky BMD 800

### 3.4 Princip broušení magnezitových tvárnic

Magnezitové tvárnice slouží jako vyzdívka ocelářských pecí. Výrobou těchto tvárnic se zabývá např. polský výrobce ZÁVODY MAGNEZITOVÉ ROPCZYCE, S.A. POLSKO, český výrobce Nová huť Arcelor Mittal a.s.

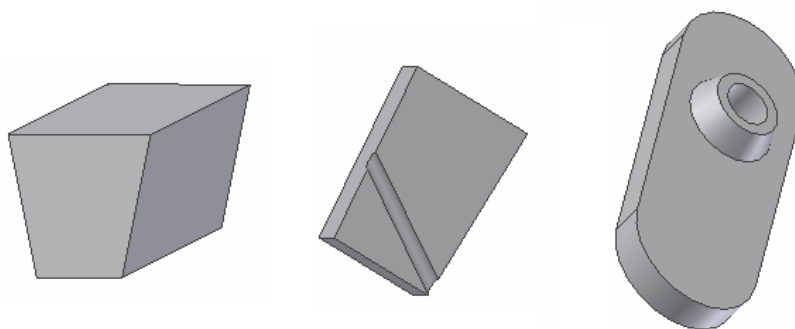
Magnezitové tvárnice jsou uloženy na:

1. Otočném stole vlastní tíhou a sepnuty ocelovou sponou viz obr. 16. Tyto tvárnice jsou obráběny pouze čelně.



Obrázek 16 – Uspořádání magnezitových tvárnic na otočném stole brusky

2. Pasovém dopravníku, kde se obrábí rozměrnější, a složitější tvary viz obr. 17. Tyto tvárnice jsou obráběny na všech plochách a díky naklápění brusného kotouče je možné obrábět šikmé plochy, nebo sražené hrany s maximálním uhlím sklopení 30°.



Obrázek 17 – Ukázka magnezitových tvárnic uložených na dopravníku

Následnou úpravu tvárnic zajišťuje frézka, jedná se o složité tvary, které není schopný vybrousit brousicí kotouč.

Ke zvýšení bezpečnosti slouží horní a spodní mikrospínače. Zamezuje styk pohyblivých a pevných částí brusky a tím ji chrání před nárazem suportu do pevně uložených radiálních domků.

#### **4. Rám broušicího stroje BMD 800**

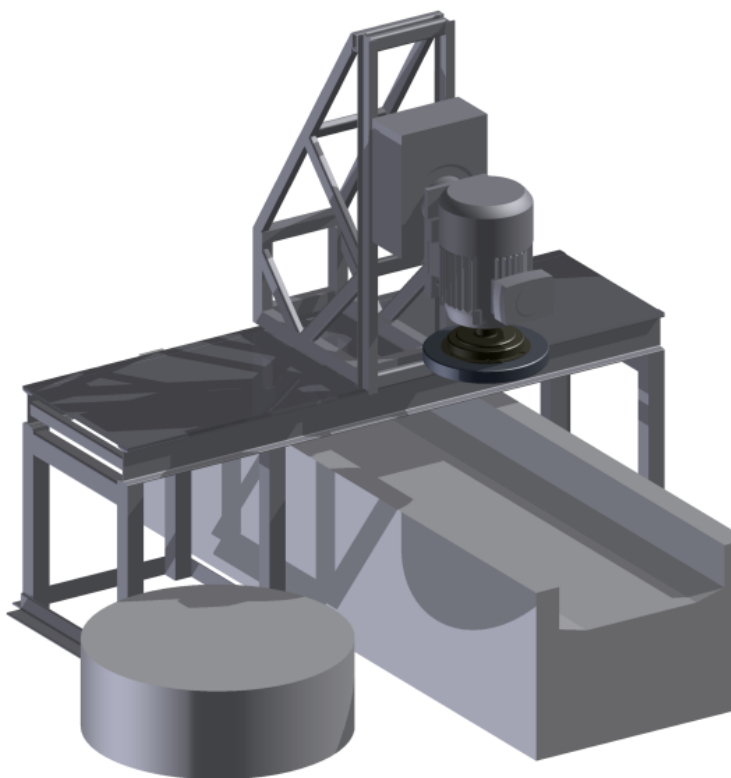
Rám brusky je pevným tělesem kotveným na základové desce, nevykonává žádný pohyb, ale musí zajistit tyto funkce:

- stabilitu
- maximální možnou pevnost a tuhost
- v dostatečné míře pohlcení kmitů a vibrací vzniklých při provozu stroje
- Umožnit a vytvořit podmínky pro umístění a zachycení pohyblivých částí (suportů)
- Zajistit možnost požadovaných zdvihů příčnicku a suportu
- Umožnit bezproblémové vedení napájecích kabelů

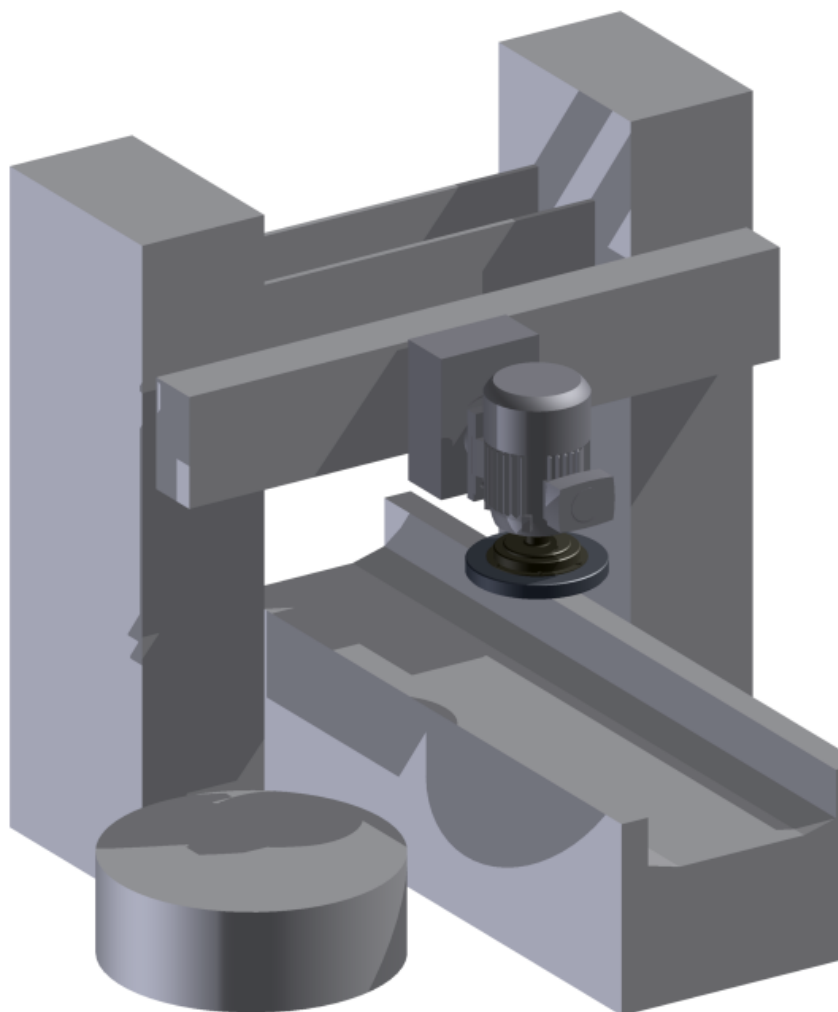
Na konstrukci a vlastnostech rámu závisí přesnost stroje.

##### **4.1 Možnosti konstrukčního řešení rámu**

Pro brusku MD800 se nabízely dvě varianty provedení. Obě varianty jsou svařované ocelové konstrukce. Níže uvedené obrázky (obr. 18 a obr. 19) jsou předběžné modely, na základě kterých jsem se rozhodl pro konečnou variantu.



Obrázek 18 – Varianta 1. – otevřená stolová konstrukce rámu brusky BMD 800



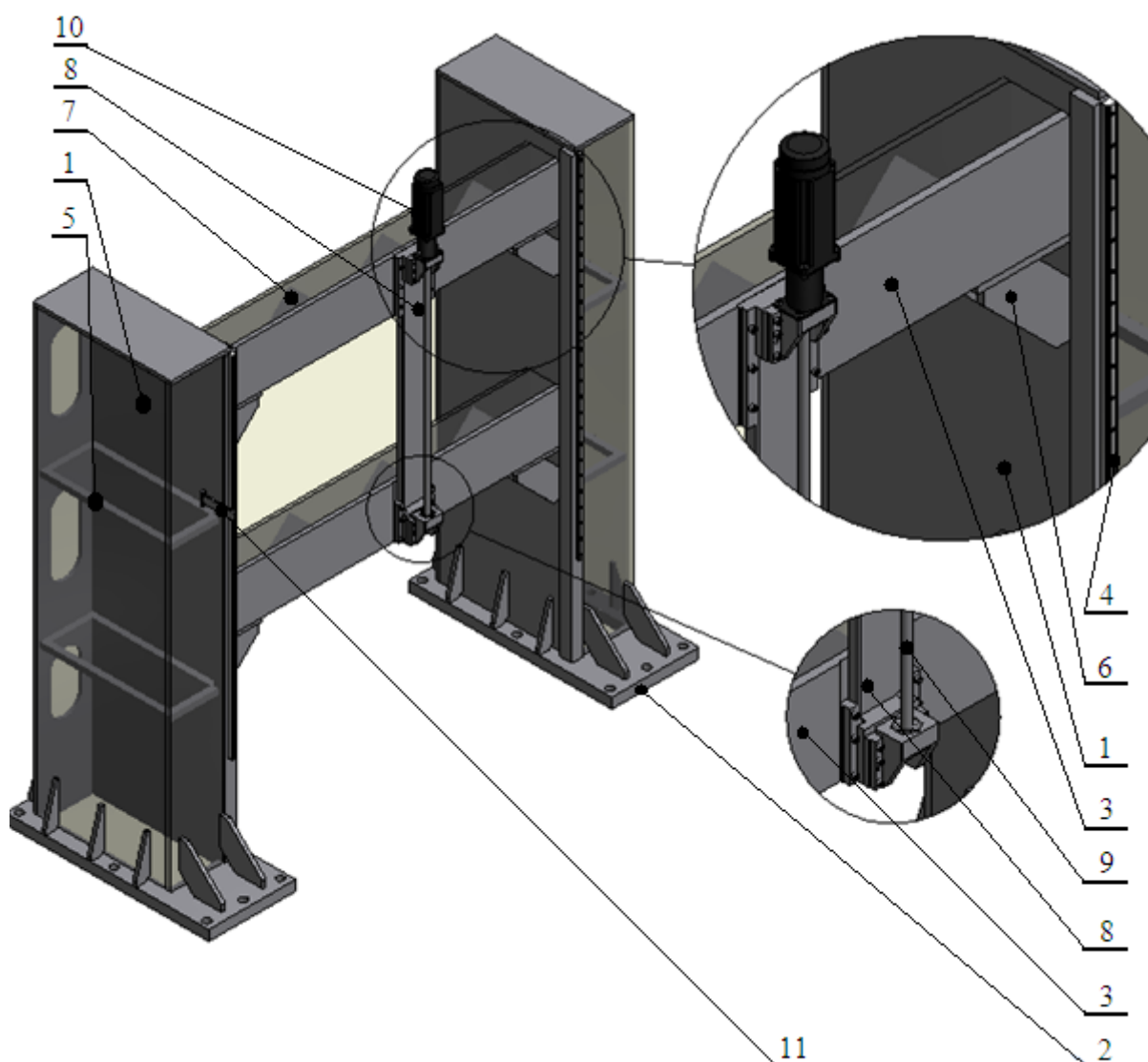
**Obrázek 19 – Varianta 2. – uzavřená konstrukce rámu brusky BMD 800**

Zhodnocení jednotlivých variant a výběr vhodného řešení:

Po odborné konzultaci se zadavatelem daného úkolu zaměstnancem konstrukční kanceláře Strojírny Třinec a.s. a vedoucím diplomové práce jsem se rozhodl pro variantu 2. – uzavřenou konstrukci rámu brusky BMD 800. Tato varianta je mohutnější, hmotnější a objemnější, což má velký vliv na přesnost obrábění brousicího stroje.

Varianta 1. – otevřená stolová konstrukce rámu se hodí k méně výkonným obráběcím strojům jako například vrtačky, menší brusky a frézky. Brousicí stroj BMD 800 je bruska s výkonem motoru  $P = 30 \text{ kW}$  pohánějícího brusný kotouč s průměrem  $D = 800 \text{ mm}$ , což ji řadí do oblasti velmi velkých a výkonných strojů. Následně první varianta díky své konstrukci nabízí složitější řešení suportu, na němž je upevněn brousicí kotouč, aby se mohl dostat do požadované spodní úvratě.

## 4.2 Konečná varianta rámu brousicího stroje BMD 800



**Obrázek 20 – Rám brusky BMD 800 - popis**

Popis rámu brusky BMD 800:

1. Nosný sloup
2. Kotvicí ocelová patka
3. Vzpěra
4. Lineární kolejnice SNS 30R firmy THK
5. Výztuha nosných sloupů
6. Žebrovaní horní vzpěry
7. Výztuha horní a spodní vzpěry
8. Podložka s ložiskovými domky
9. Kličkový šroub DEB 2505 R4EF firmy HIVIN sro.
10. Krokový motor VRDM 31122 LWC firmy Berger Lahr
11. Rameno pro uchycení energetického řetězu

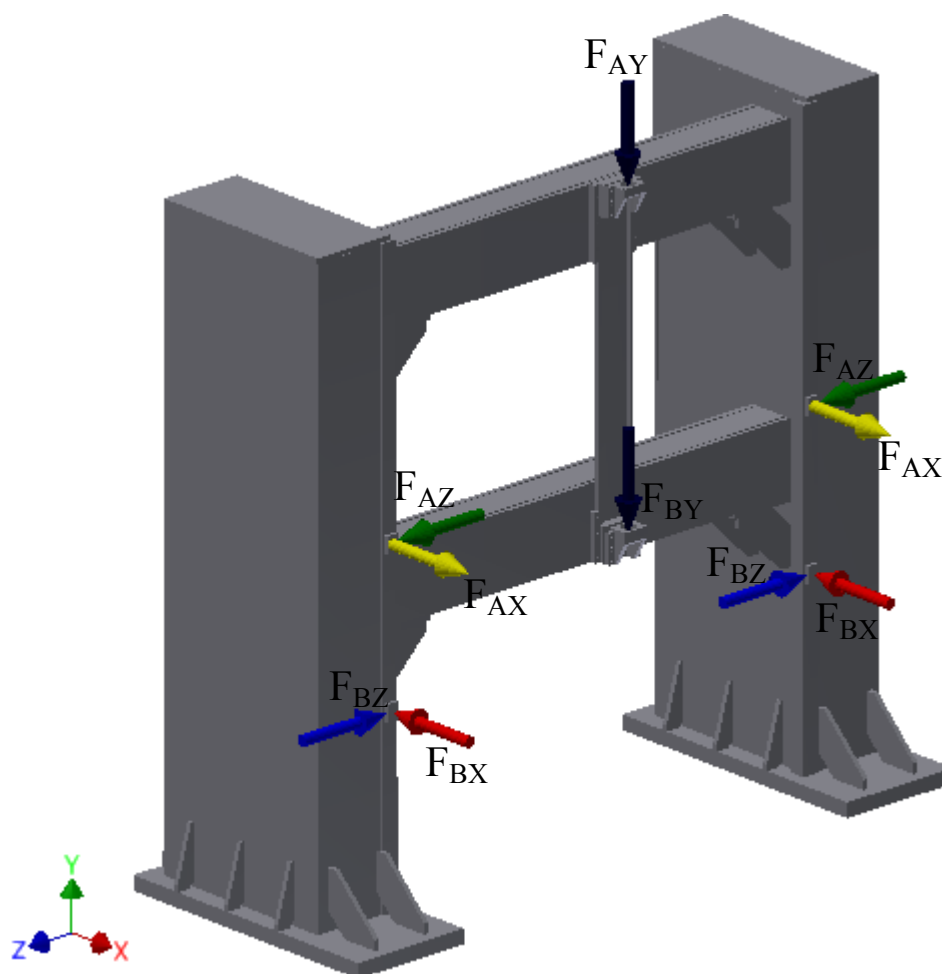
### 4.3 Výpočet reakcí

Pro určení vhodných lineárních vedení bylo nutno provést výpočet všech reakčních sil působících na rám brusky a konkrétně na lineární kolejnice.

Tento výpočet bylo nutno provést pro určení okrajových podmínek v simulačním programu MKP (metoda konečných prvků) prováděných ve 3D programu Inventor 2011 od firmy Autodesk®. Tuto operaci bylo nutno absolvovat pro určení deformací jednotlivých částí brusky pro určení celkové deformace stroje a vyhodnocení jeho přesnosti.

Na rám brusky působí síly ve všech třech osách: X, Y, Z znázorněné na obr. 17. V důsledku toho vznikají reakční síly, které působí v opačném směru.

Bruska brousí daný materiál, když se příčník nachází v dolní úvratí, proto výpočet reakčních sil provádím s příčníkem v dolní úvratí.



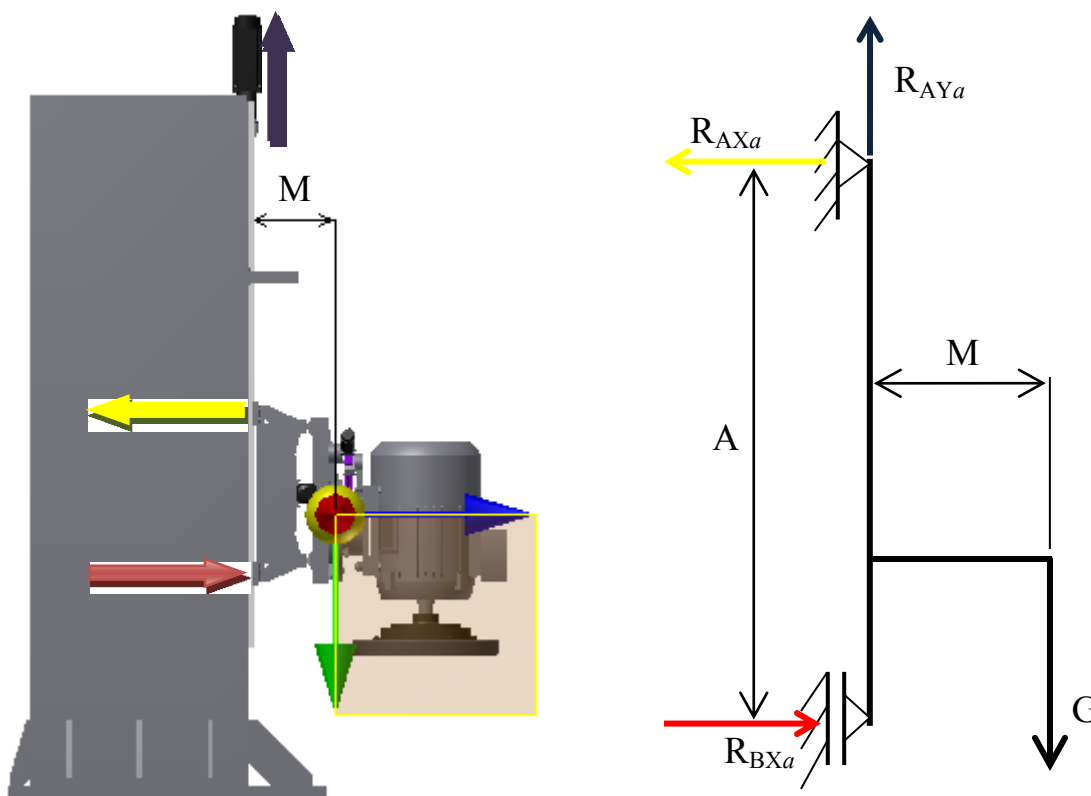
Obrázek 21 – Ukázka sil působících na rám brusky



### 4.3.1 Reakce působící v ose X a Y

#### 1. Reakce vzniklé gravitační silou – působící v těžišti

- Na lineární vedení rámu působí reakce, které jsou způsobené hmotností příčnicku, horizontálního suportu včetně jeho pohonů a motoru s broušícím kotoučem.



Obrázek 22 – Působíště reakčních sil na modelu brusky vlevo, rozklad sil vpravo

#### Dané hodnoty pro výpočet:

Hmotnost příčnicku se suportu  $m = 1202,5$   
 $\text{kg} \rightarrow$  pro výpočet volím  $1300 \text{ kg}$  ( $97,5 \text{ kg}$   
 je rezerva pro kabeláž, kryty a odsávání)

$$G = 1300 \times 9,81 = 12753 \text{ N}$$

$$A = 0,642 \text{ m}$$

$$M = 0,328 \text{ m}$$

$$\sum F_{Xa} = 0: \quad (1)$$

$$R_{AXa} - R_{BXa} = 0 \Rightarrow R_{BXa} = R_{AXa}$$

$$R_{BXa} = 6515,6 \text{ N}$$

$$\sum F_{Ya} = 0: \quad (2)$$

$$G - R_{AYa} = 0 \Rightarrow R_{AYa} = G$$

$$R_{AYa} = 12753 \text{ N}$$

$$\sum M_{Ba} = 0: \quad (3)$$

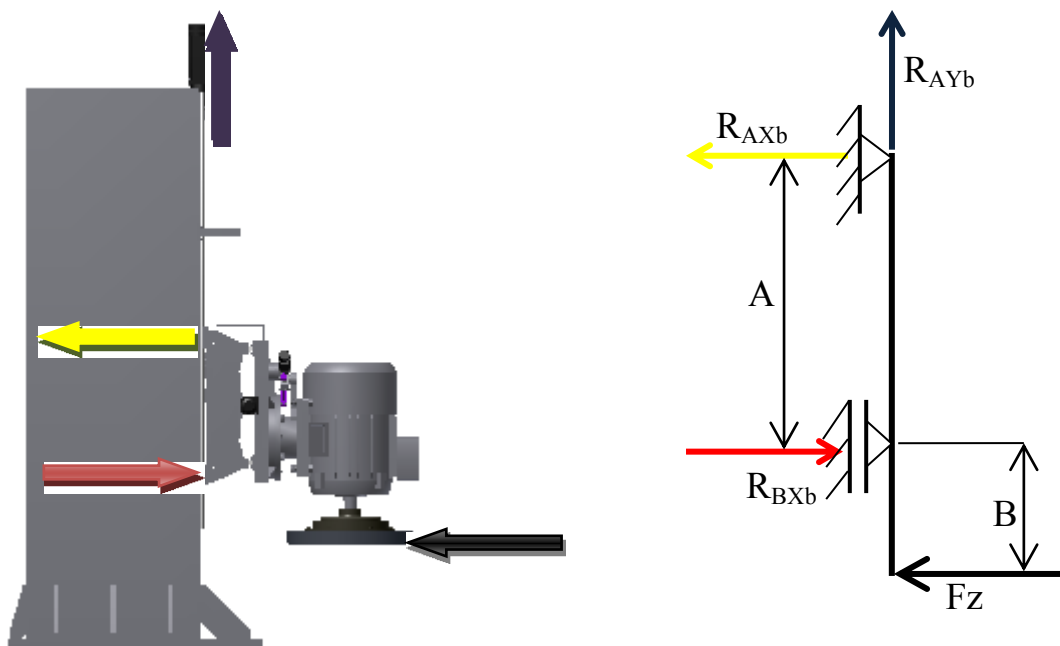
$$R_{AXa} \cdot A - G \cdot M = 0 \Rightarrow R_{AXa} = \frac{G \cdot M}{A}$$

$$R_{AXa} = \frac{12753 \cdot 0,328}{0,642}$$

$$R_{AXa} = 6515,6 \text{ N}$$

## 2. Reakce vzniklé při broušení

- Při najíždění materiálu na brusný kotouč, když broušicí stroj vykonává práci vznikají další reakční síly



Obrázek 23 – Působíště reakčních sil na modelu brusky vlevo, rozklad sil vpravo

### Dané hodnoty pro výpočet:

$$A = 0,642 \text{ m}$$

$$B = 0,3335 \text{ m}$$

$$Fz = Fh + Fy = 253,3 + 506,64 = 760 \text{ N} \text{ – Příloha č. 8 – Výpočet sil vzniklých při broušení}$$

$$\sum F_{Xb} = 0: \quad (4)$$

$$R_{AXb} - R_{BXb} + Fz = 0 \Rightarrow R_{BXb} = R_{AXb} + Fz$$

$$R_{BXb} = 395 + 760$$

$$R_{BXb} = 1155 \text{ N}$$

$$\sum F_{Yb} = 0: \quad (5)$$

$$R_{AYb} = 0$$

$$\sum M_{Bb} = 0: \quad (6)$$

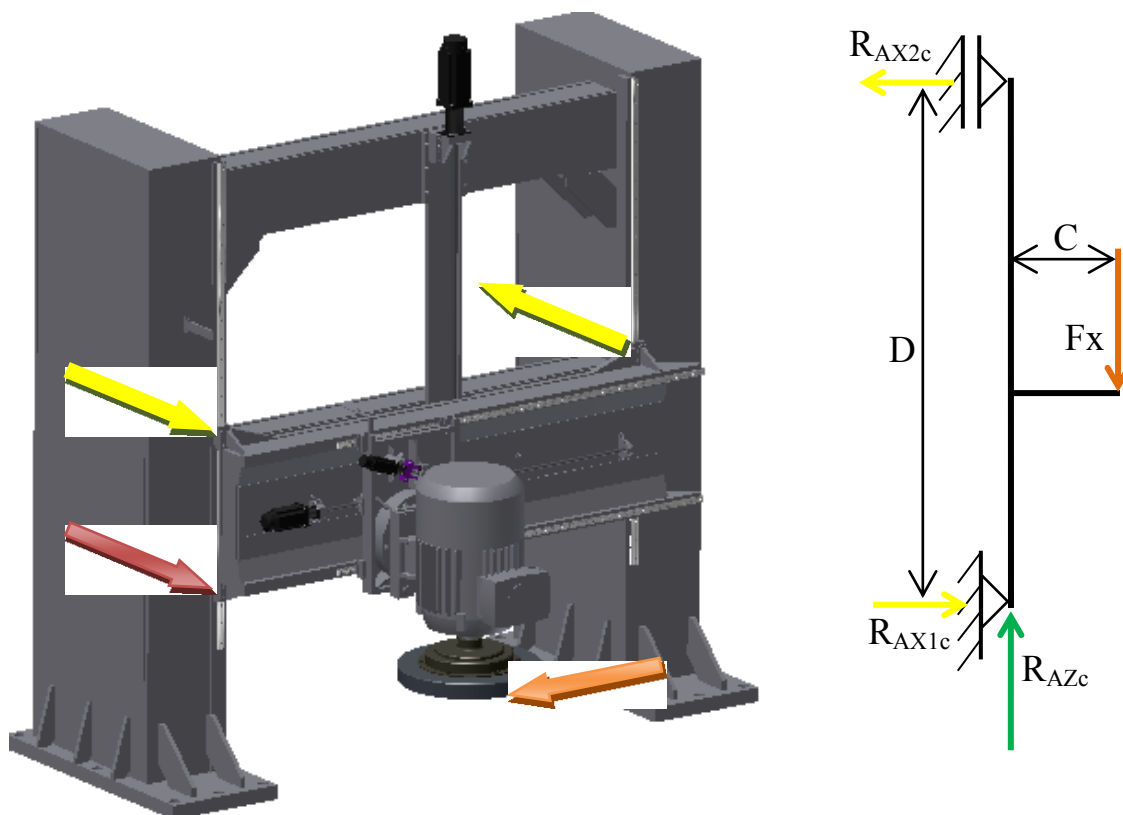
$$R_{AXb} \cdot A - Fz \cdot B = 0 \Rightarrow R_{AXb} = \frac{Fz \cdot B}{A}$$

$$R_{AXb} = \frac{760 \cdot 0,3335}{0,642}$$

$$R_{AXb} = 394,79 \text{ N} = 395 \text{ N}$$

### 4.3.2 Reakce působící v ose X a Z

Reakce vzniklé při broušení



Obrázek 24 – Působíště reakčních sil na modelu brusky vlevo, rozklad sil vpravo

**Dané hodnoty pro výpočet:**

$$C = 0,99 \text{ m}$$

$$D = 2,034 \text{ m}$$

$$F_X = F_V + F_Z = 633,3 + 601,6 = 1235 \text{ N} - \text{Příloha č. 8 – Výpočet sil vzniklých při broušení}$$

$$\sum F_{X1c} = 0: \quad (7)$$

$$R_{AX1c} - R_{AX2c} = 0 \Rightarrow R_{AX2c} = R_{AX1c}$$

$$R_{AX2c} = 601,1 \text{ N}$$

$$\sum F_{Zc} = 0: \quad (8)$$

$$F_x - R_{AZc} = 0 \Rightarrow R_{AZc} = F_x$$

$$R_{AZc} = 1235 \text{ N}$$

(Tato reakce je průměrem reakcí  $R_{AZc}$  a

$R_{BZc}$  počítaných v kapitole 4.3.3 „Reakce

působící v ose Z a Y“ rovnice 17 a 19)

$$\sum M_{A2c} = 0: \quad (9)$$

$$R_{AX1c} \cdot D - F_x \cdot C = 0 \Rightarrow R_{AX1c} = \frac{F_x \cdot C}{D}$$

$$R_{AX1c} = \frac{1235 \cdot 0,99}{2,034}$$

$$R_{AX1c} = 601,1 \text{ N}$$

### 4.3.3 Reakce působící v ose Z a Y

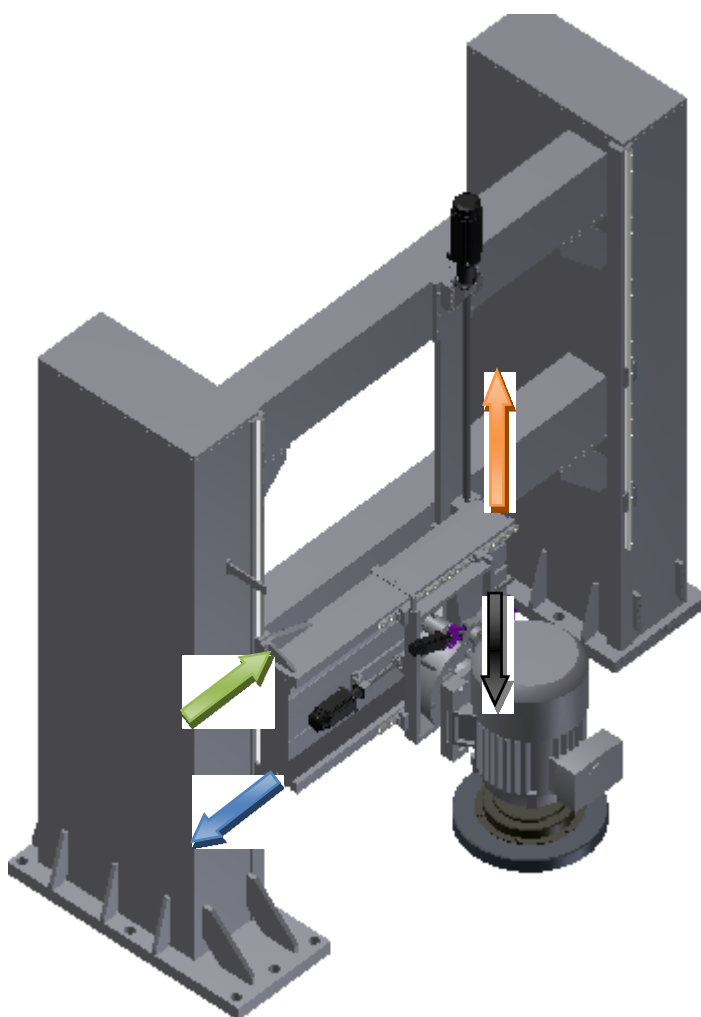
Síly působící v ose Z způsobují přičení příčnicku a mají tendenci vytlačovat lineární kolejnice, a to klade větší nároky na lineární vedení, které tyto síly musí dokonale zachytit.

#### 1. Reakce vzniklé gravitační silou při zvedání příčnicku

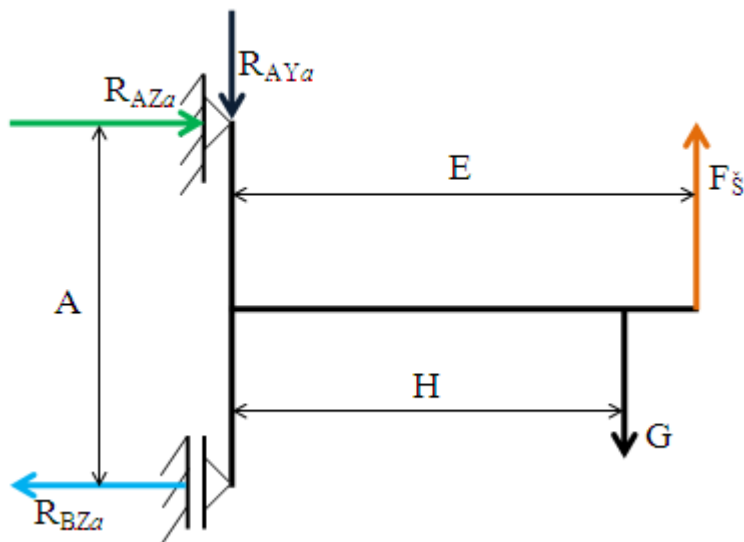
- Výpočet bylo nutno provést pro suport pohybující se po příčnicku, v pravé i levé úvratí, protože s pohybujícím suportem se přesouvá těžiště celého příčnicku.

##### a) Suport v levé úvratí:

- Příčnick jsem rozdělil v místě, kde je upevněn kuličkový šroub, určen pro jeho polohování viz obr. 25 tak, aby vznikl nosník na dvou podporách zatížen gravitační silou  $G$  a zvedán silou  $F_s$  viz obr. 26.
- Důležité je podotknout, že těžiště není v místě, kde se nachází suport v krajních úvratích, ale je vždy více posunuté ve směru vertikálního kličkového šroubu.



Obrázek 25 – Působíště sil na 3D modelu brusky



Obrázek 26 – Rozklad sil na zjednodušeném nosníku

**Dané hodnoty pro výpočet:**

$$A = 0,642 \text{ m}$$

$$E = 1,1575 \text{ m}$$

$$H = 0,8908 \text{ m}$$

$$G = 12753 \text{ N}$$

$$\sum F_{Za} = 0: \quad (10)$$

$$R_{AZa} - R_{BZa} = 0 \Rightarrow R_{BZa} = R_{AZa}$$

$$R_{BZa} = 15202,3$$

$$\sum F_{Ya} = 0: \quad (11)$$

$$-R_{AYa} - G + F_{\xi} = 0 \Rightarrow R_{AYa} = F_{\xi} - G$$

$$R_{AYa} = 18246,4 - 12753$$

$$R_{AYa} = 5493,4 \text{ N}$$

$$\sum M_{Ba} = 0: \quad (12)$$

$$R_{AZa} \cdot A + G \cdot H - F_{\xi} \cdot E = 0 \Rightarrow R_{AZa} = \frac{F_{\xi} \cdot E - G \cdot H}{A}$$

$$R_{AZa} = \frac{18246,4 \cdot 1,1575 - 12753 \cdot 0,8908}{0,642}$$

$$R_{AZa} = 15202,3 \text{ N}$$

Výpočet síly Fš:

Ze zjednodušeného empirického vzorce, který mi poskytla firma Berger Lahr pro ověření jimi navrženého krokového motoru, který prováděli pomocí složitějších výpočtů a simulací (výpočet firmy Berger Lahr uvádím v příloze č. 4), jsem vypočítal maximální sílu, kterou vyvine kuličkový šroub, přenášející krouticí moment z navrženého krokového motoru, zvedající příčník.

**Dané hodnoty pro výpočet:**

$$M = 16,5 \text{ Nm}$$

$$P = 5 \text{ mm}$$

$$\eta = 0,88$$

$$M = \frac{F_{\text{š}} \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} \Rightarrow F_{\text{š}}$$

**Příloha č. 3. rovnice 2.1.2**

$$F_{\text{š}} = \frac{M \cdot 2000 \cdot \pi \cdot \eta}{P} = \frac{16,5 \cdot 2000 \cdot \pi \cdot 0,88}{5}$$

$$F_{\text{š}} = 18246,4 \text{ N}$$

M ... krouticí moment krokového motoru

$\eta$  ... účinnost kuličkového šroubu

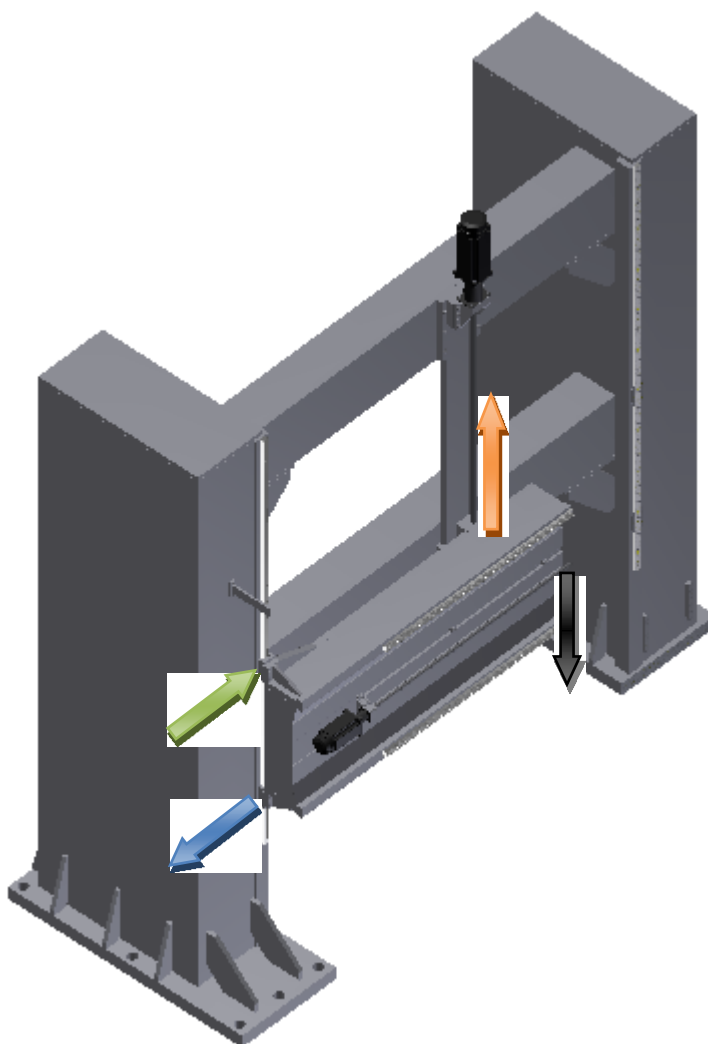
P ... stoupání kuličkového závitu

Fš ... maximální síla vzniklá otáčením se kuličkového šroubu vyvozená krokovým motorem

- Důležité je zde podotknout, že do vzorce se dosazuje M [Nm], P [mm], Fš [N]
- Tento vzorec uvádí taktéž firma HIWIN s.r.o ve svém katalogu pro kuličkové šrouby. (viz příloha č. 3 rovnice 2.1.2)
- V příloze č. 3 uvádím list z katalogu firmy HIWIN s.r.o – Přehled výpočtů kuličkových šroubů

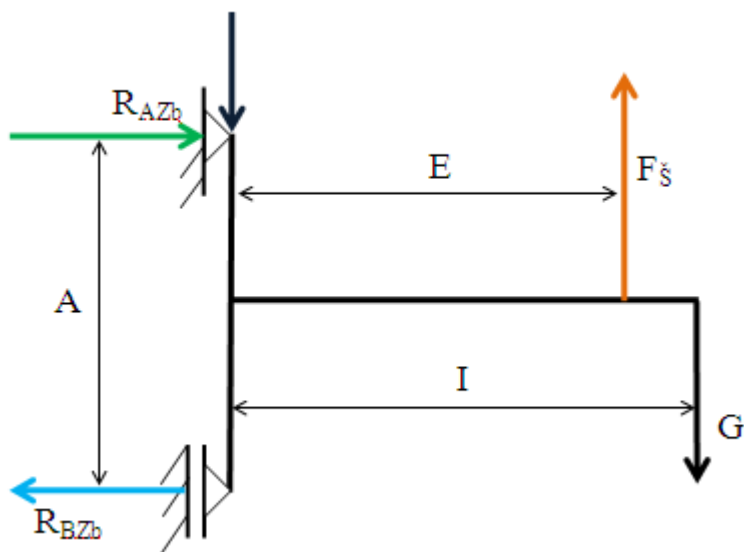
## b) Suport v pravé úvrati

- Příčnick jsem rozdělil v místě, kde se nachází jeho těžiště s horizontálním suportem v pravé úvrati, viz obr. 27. Horizontální suport se nachází za těžištěm, a tudíž je z obrázku 27 vyříznut s celou pravou stranou příčnicku. Toto řešení bylo nutno zvolit pro zjednodušení úlohy, tak aby vznikl nosník na dvou podporách zatížen gravitační silou  $G$  a zvedán silou  $F_s$  (viz obr. 28).



Obrázek 27 – Působíště sil na 3D modelu brusky

- Černá šipka znázorňuje gravitační sílu  $G$
- Oranžová ukazuje směr působíště síly  $F_s$ , která zvedá příčnick s horizontálním suportem a brousicím kotoučem.
- Zelená a modrá šipka znázorňuje reakční síly v lineárním vedení



Obrázek 28 – Rozklad sil na zjednodušeném nosníku

**Dané hodnoty pro výpočet:**

$$A = 0,642 \text{ m}$$

$$E = 1,1575 \text{ m}$$

$$I = 1,4237 \text{ m}$$

$$G = 12753 \text{ N}$$

$$F_{\xi} = 18246,4 \text{ N}$$

$$\sum F_{Zb} = 0: \quad (14)$$

$$R_{AZb} - R_{BZb} = 0 \Rightarrow R_{BZb} = R_{AZb}$$

$$R_{BZb} = 4616,5 \text{ N}$$

$$\sum F_{Yb} = 0: \quad (15)$$

$$-R_{AYb} - G + F_{\xi} = 0 \Rightarrow R_{AYb} = F_{\xi} - G$$

$$R_{AYb} = 18246,4 - 12753$$

$$R_{AYb} = 5493,4 \text{ N}$$

$$\sum M_{Bb} = 0: \quad (16)$$

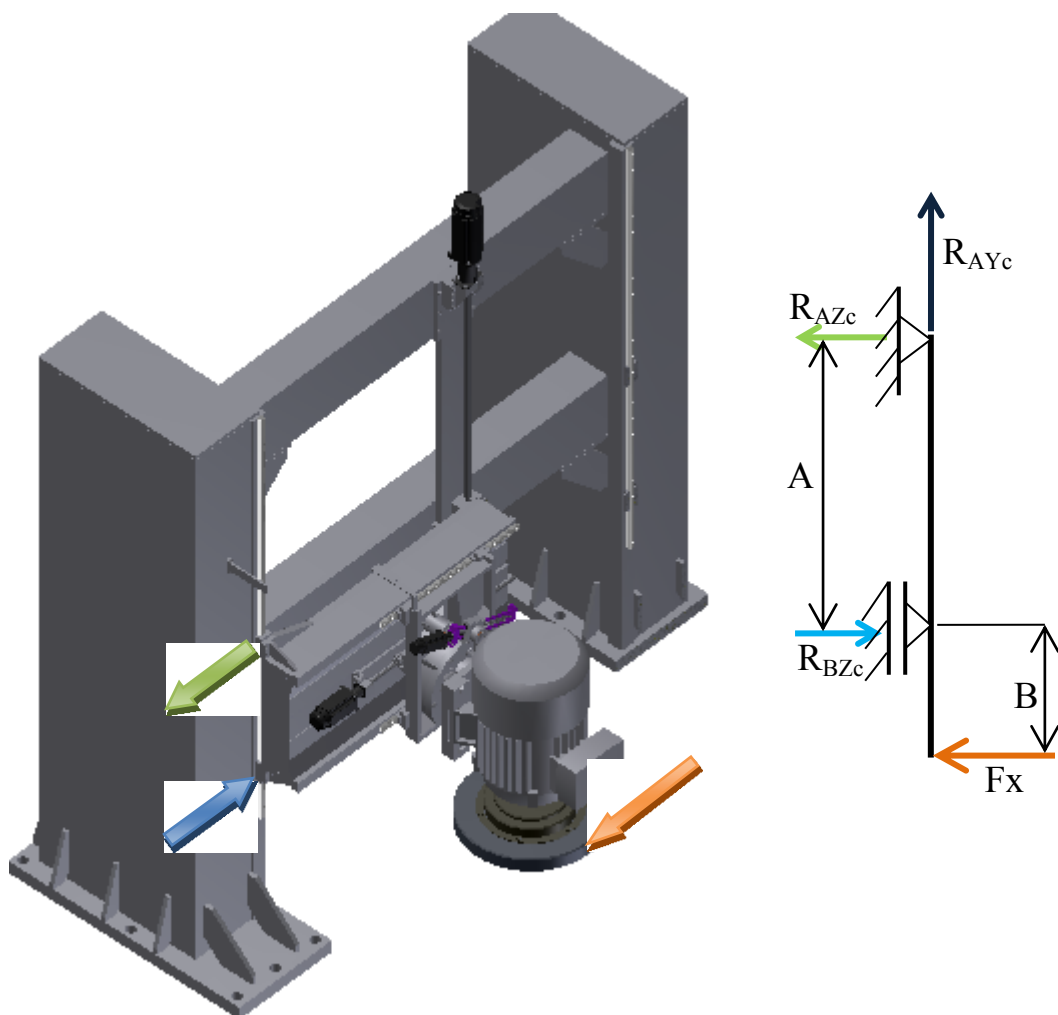
$$R_{AZb} \cdot A + G \cdot I - F_{\xi} \cdot E = 0 \Rightarrow R_{AZb} = \frac{F_{\xi} \cdot E - G \cdot I}{A}$$

$$R_{AZb} = \frac{18246,4 \cdot 1,1575 - 12753 \cdot 1,4237}{0,642}$$

$$R_{AZb} = 4616,5 \text{ N}$$



## 2. Reakce vzniklé při broušení



Obrázek 29 – Působíště reakčních sil na modelu brusky vlevo, rozklad sil vpravo

### Dané hodnoty pro výpočet:

$$A = 0,642 \text{ m}$$

$$B = 0,3335 \text{ m}$$

$$F_x = F_v + F_z = 633,3 + 601,6 = 1235 \text{ N} - \text{Příloha č. 8 – Výpočet sil vzniklých při broušení}$$

$$\sum F_{Zc} = 0: \quad (17)$$

$$\begin{aligned} R_{AZc} - R_{BZc} + F_x &= 0 \Rightarrow R_{BZc} \\ R_{BZc} &= 641,6 + 1235 \\ R_{BZc} &= 1876,6 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\sum F_{Yc} = 0: \quad (18)$$

$$R_{AYc} = 0$$

$$\sum M_{Bc} = 0: \quad (19)$$

$$\begin{aligned} R_{AZc} \cdot A - F_x \cdot B &= 0 \Rightarrow R_{AZc} = \frac{F_x \cdot B}{A} \\ R_{AZc} &= \frac{1235 \cdot 0,3335}{0,642} \\ R_{AZc} &= 641,54 \text{ N} = 641,6 \text{ N} \end{aligned}$$

#### 4.3.4 Výsledné síly působící v jednotlivých osách

- Síla  $F_{AX}$  a  $F_{BX}$  zahrnuje všechny reakční síly působící v ose X:

$$F_{AX} = R_{AXa} + R_{AXb} + R_{AXc} = 6515,6 + 395 + 601 = 7511,6 \text{ N}$$

$$F_{BX} = R_{BXa} + R_{BXb} + R_{BXc} = 6515,6 + 1155 + 601 = 8271,6 \text{ N}$$

- Síla  $F_{AZ}$  a  $F_{BZ}$  zahrnuje všechny reakční síly působící v ose Z:

$$F_{AZ} = R_{AZa} + R_{AZb} = 15202,3 + 641,6 = 15843,9 \text{ N}$$

$$F_{BZ} = R_{BZa} + R_{BZb} = 15202,3 + 1877 = 17079,3 \text{ N}$$

- Sílu  $F_{AX}$ ,  $F_{BX}$ ,  $F_{AZ}$ ,  $F_{BZ}$  a  $F_{\check{S}}$  bylo nutno vydělit dvěma, protože vystupují vždy ve dvojicích, viz obr. 30.

$$F_{AX1} = 7511,6 / 2 = 3755,8 \text{ N}$$

$$F_{\check{S}B} = 9123,2 \text{ N}$$

$$F_{AX2} = 3755,8 \text{ N}$$

$$F_{AZ1} = 15843,9 / 2 = 7922 \text{ N}$$

$$F_{BX1} = 8271,6 / 2 = 4135,8 \text{ N}$$

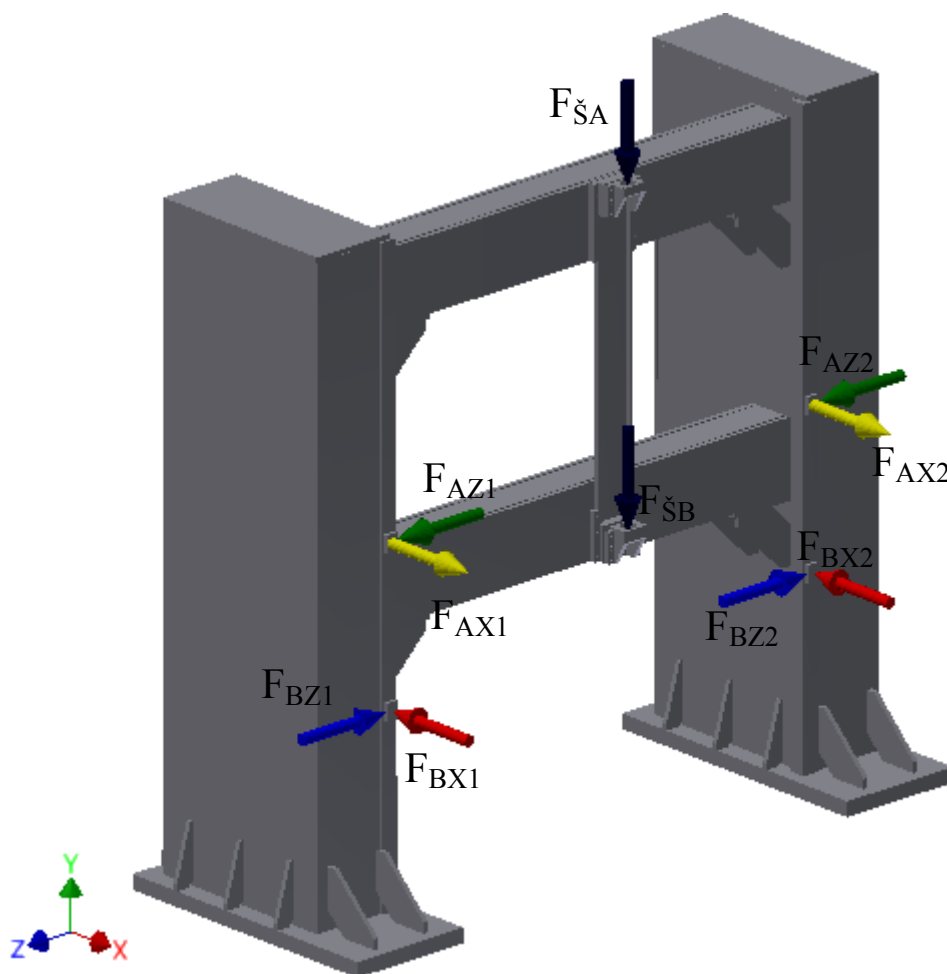
$$F_{AZ2} = 7922 \text{ N}$$

$$F_{BX2} = 4135,8 \text{ N}$$

$$F_{BZ1} = 17079,3 / 2 = 8539,7 \text{ N}$$

$$F_{\check{S}A} = 18246,4 / 2 = 9123,2 \text{ N}$$

$$F_{BZ2} = 8539,7$$

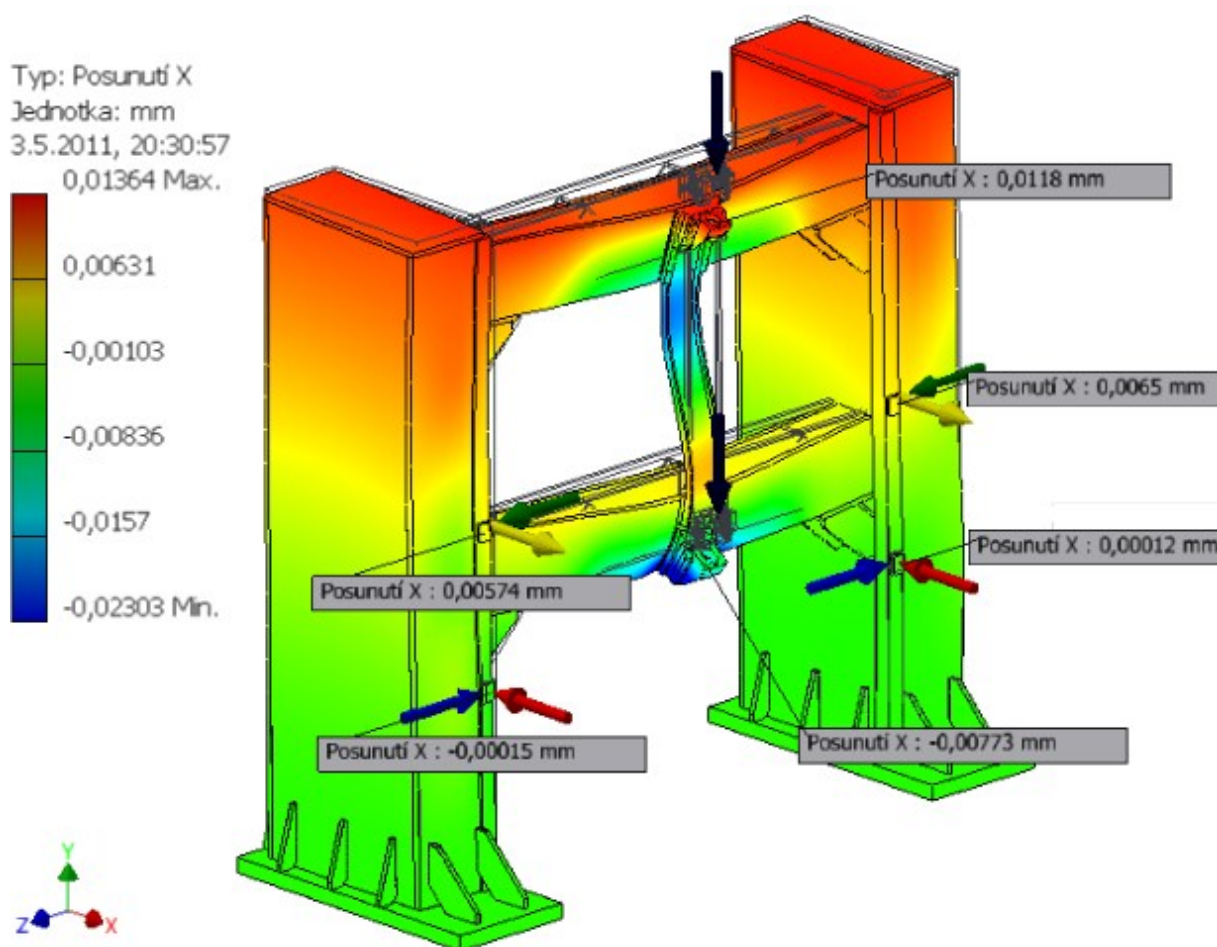


Obrázek 30 – Síly působící na rám brusky, definováno pro MKP simulaci

#### 4.4 Výsledky MKP simulací

- Pro vyhodnocení celkové přesnosti brusky je třeba provést několik MKP simulací jednotlivých částí stroje.
- Simulace odhalí nejslabší místa a největší deformace materiálů, na základě kterých se provádí další úpravy dané simulované komponenty.

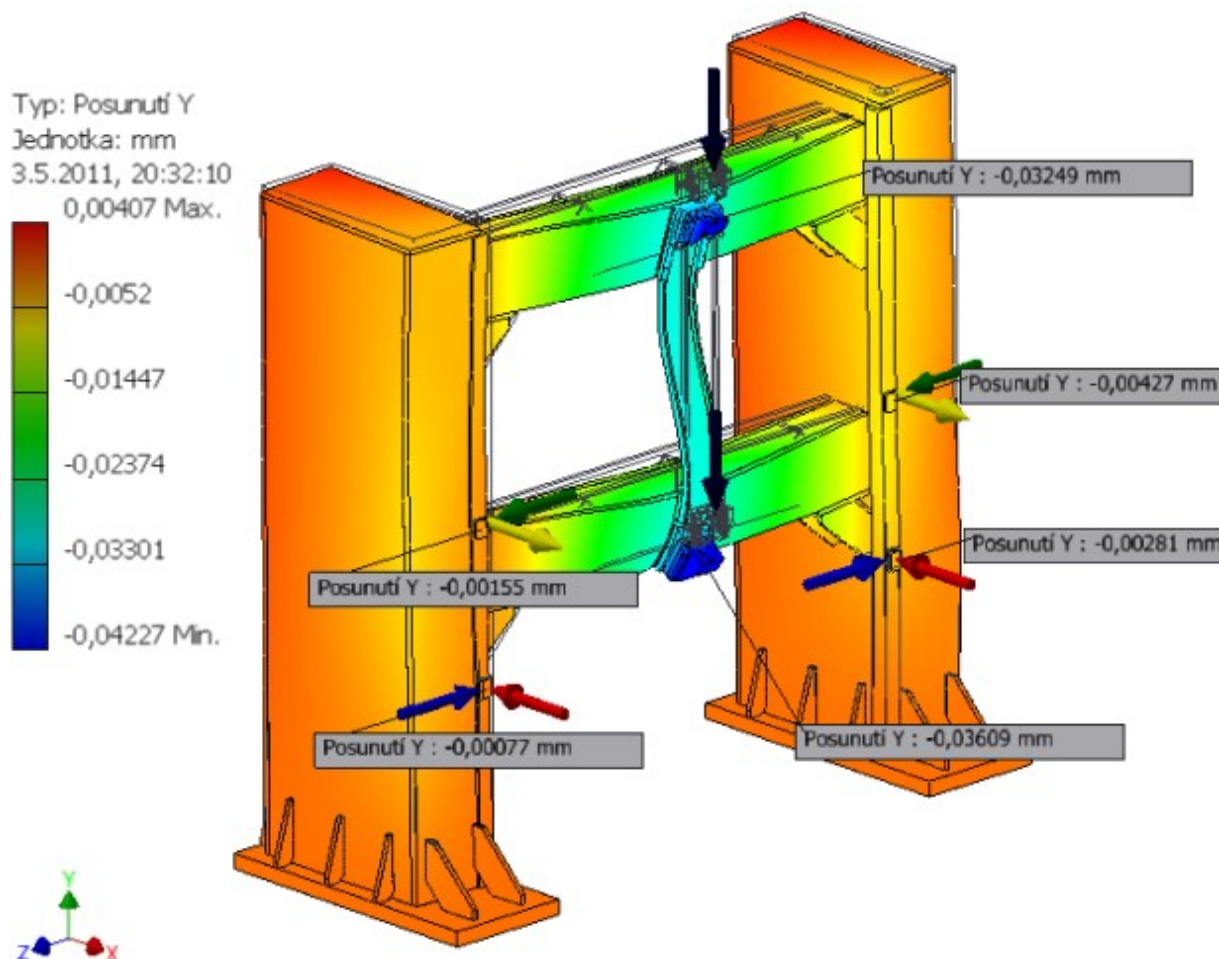
##### 1. Posunutí v ose X



Obrázek 31 – Pružná deformace rámu brusky prováděna v Inventoru 2011 od firmy Autodesk®

- Rám je zatížen vypočtenými silami v předešlé kapitole
- Šipky na obr. 31 znázorňují působíště sil a popisky sondují přesné posunutí ve vybraných místech.

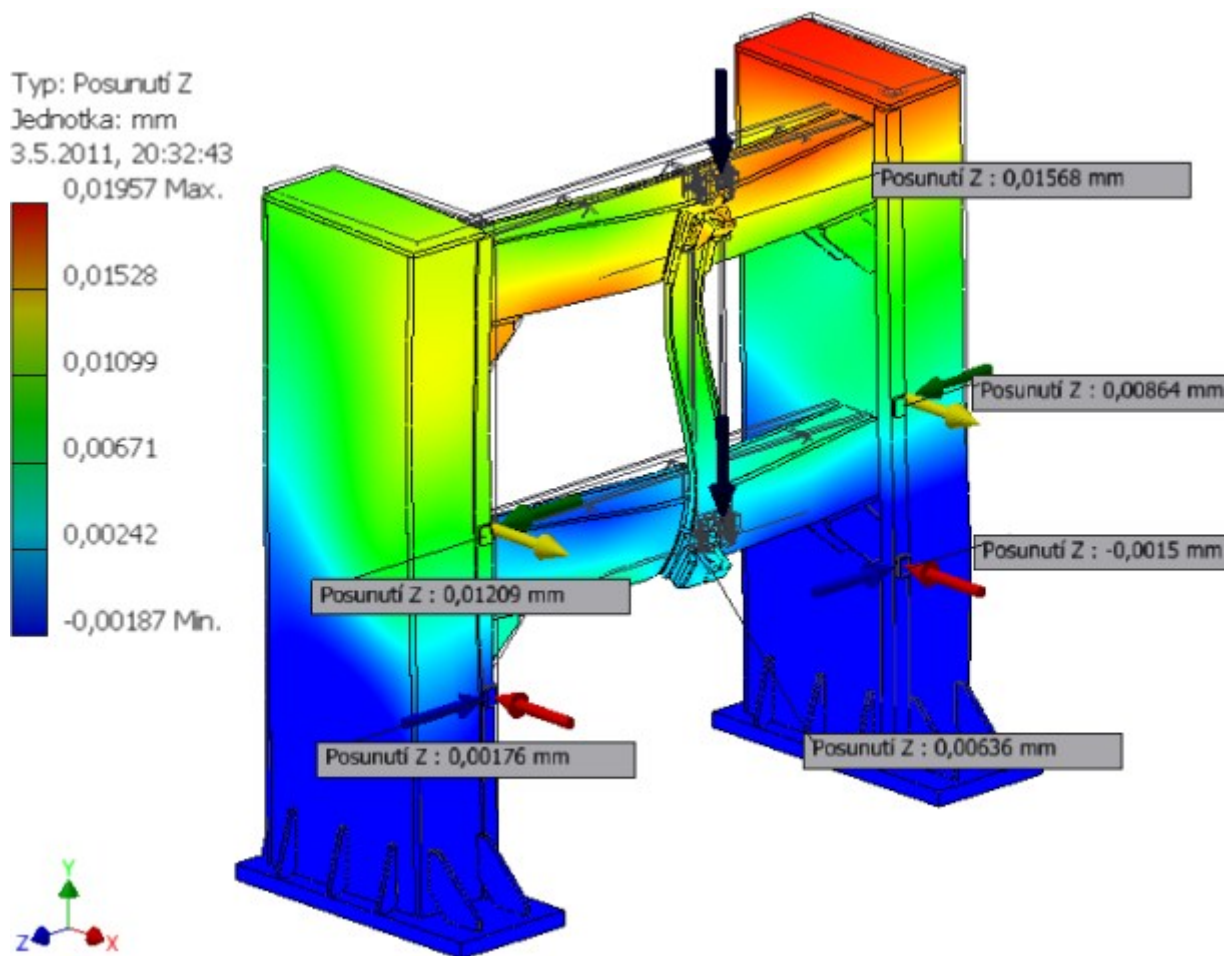
## 2. Posunutí v ose Y:



Obrázek 32 – Pružná deformace rámu brusky prováděna v Inventoru 2011 od firmy Autodesk®

- Na této simulaci je vidět ze samotného zabarvení i díky měrným sondám, že nejslabší a nejvíce deformované části rámu brusky jsou horní a spodní vzpěra s ložiskovými domky pro kuličkový šroub.
- Kdyby bylo nutno dosáhnout větší přesnosti, s jakou by bruska měla pracovat než je v zadání, bylo by nutno zvolit mohutnější vzpěry, nebo je více vyztužit.

### 3. Posunutí v ose Z:



Obrázek 33 – Pružná deformace rámu brusky prováděna v Inventoru 2011 od firmy Autodesk®

### 4.5 Volba lineárního vedení

Zvolil jsem lineární vedení firmy THK. Je to lineární vedení s kuličkovou klecí, typ SNS 30 R mírně předepjaté - označení C1, velmi jemná přesnost SP

Síly působící na lineární vedení vypočtené v kapitole 4.3.4 „Výsledné síly působící v jednotlivých osách“:

- V ose X = 4135,8 N
- V ose Z = 8539,7 N
- Zvolené lineární vedení SNS 30 R může být zatíženo 52000 N, což je zhruba 6 krát více než je požadované zatížení. Je zde nutno podotknout, že některé firmy dimenzují lineární vedení obráběcích strojů i víc než v tomto případě, záleží na tom, o jaký obráběcí stroj se jedná a pro jaké operace je určen.

**Efekt kuličkové klece**

Na prvopočátku měla kuličková ložiska formu ložisek s celými kuličkami bez klecí. Tření mezi kuličkami působilo velký hluk, znemožňovalo rychlé otáčení a zkracovalo dobu životnosti. O dvacet let později bylo vyvinuto kuličkové ložisko s kuličkami v kleci. Tento nový design umožňoval rychlé otáčení s nízkou hlučností a prodlouženou dobou životnosti, i když bylo použito méně kuliček. V historii kuličkových ložisek to znamenalo zásadní posun.

Obdobně se konstrukcí klecových jehlových ložisek významně zvýšila jejich jakost. V případě kuličkových ložisek bez klecí, s celými kuličkami, se kuličky vzájemně dotýkají kov na kov a dělají velký hluk. Kromě toho se otáčejí opačnými směry, díky čemuž kluzný kontakt mezi dvěma sousedními kuličkami nastává při rychlosti dvakrát větší, než je rychlost otáčení kuliček. Výsledkem je značné opotřebení a zkrácená doba životnosti. Kuličky bez klecí se kromě toho dotýkají bodově, což zvyšuje tlakové tření a dále přispívá k porušení olejového filmu. Naproti tomu kulička v kleci se dotýká klece velkou plochou. Olejový film se tak neporuší, hladina hluku je nižší a kuličky se mohou otáčet vysokou rychlostí, výsledkem je dlouhá doba životnosti.

V příloze č. 1 uvádím list katalogu lineárního vedení od firmy THK

**4.6 Volba vhodného šroubu**

Z katalogu volím broušené kuličkové šrouby, které zaručují větší přesnost než kuličkové šrouby válcované typ DEB 2505 R4EF

Matici volím předepnutou přírubovou (vymezené vůle mezi šroubem a maticí)

Maximální síla, kterou krokový motor pohánějící kuličkový šroub vyvine je 18246,4 N, zatížení vzniklé hmotností příčníku je 12753 N. Zvolený šroub má statickou únosnost 25000 N a dynamickou 15600 N, což je méně než může vyvinout krokový motor. Jelikož posuv příčníku je velmi malý 0,01 m/s krokový motor by při tak malé rychlosti neměl překročit dovolenou dynamickou zátěž zvoleného kuličkového šroubu. S ohledem na životnost kuličkového šroubu bych doporučoval zvolit větší kuličkový šroub DEB 3205 R5EF

V příloze č. 2 uvádím list z katalogu kuličkových šroubů od firmy HIWIN s.r.o

#### 4.6.1 Výpočet otáček

$$v_z = P \cdot n \Rightarrow n \quad (20)$$

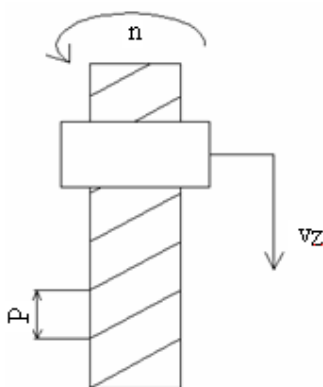
$$n = \frac{v_z}{P} = \frac{0,01}{0,005} = 2 \text{ ot} / s = 120 \text{ ot} / \text{min}$$

- pro dosažení požadované rychlosti posuvu suportu je nutno dodržet počet otáček  $n = 120 \text{ ot/min}$

$v_z$  ... rychlost posuvu matice po kuličkovém šroubu

$P$  ... stoupání závitu

$n$  ... otáčky šroubu



Obrázek 34 – schéma pro výpočet otáček

#### 4.6.2 Jmenovitá životnost kuličkových šroubů

Jmenovitá životnost v otáčkách

$$L = \left( \frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L = \left( \frac{15600}{5} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L = 3,04 \cdot 10^{16} \text{ ot}$$

Příloha č. 3. rovnice 2.1.1

Jmenovitá životnost v hodinách

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60}$$

$$L_h = \left( \frac{15600}{5} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{120 \cdot 60}$$

$$L_h = 4,22 \cdot 10^{12} \text{ hod}$$

Příloha č. 3. rovnice 2.1.1



$L$  .....jmenovitá životnost v otáčkách

$L_h$  .....jmenovitá životnost v hodinách

$C_{dyn}$  ...dynamická únosnost (N)

$F_m$  .....střední zatížení (N)

$n_m$  .....střední otáčky ( $\text{min}^{-1}$ )

V příloze č. 3 uvádím přehled výpočtů kuličkových šroubů z katalogu firmy HIWIN s.r.o.

#### **4.7 Volba vhodného pohonu pro příčník**

- Volím krokový motor VRDM 311 22 LWC
- tento výpočet mi zhotovila firma Berger Lahr zabývající se pohony pro CNC obráběcí stroje a jejich řízením. Jednalo se o složitější výpočet pomocí speciálního software a simulací, které na požádání klienta tato firma vydává.

V příloze č. 4 uvádím výpočet krokových motorů zaslaný firmou Berger Lahr

V příloze č. 5 uvádím cenovou nabídku pohonu s příslušenstvím od firmy Berger Lahr

V příloze č. 6 uvádím zvolený řídicí systém zaslaný firmou Berger Lahr

V příloze č. 7 uvádím list s vybranou spojkou od firmy Berger Lahr

##### **4.7.1 Zjednodušený výpočet krouticího momentu**

$$M_K = \frac{F \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88}$$

$$M_K = \frac{12753 \cdot 5}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88}$$

**Příloha č. 3. rovnice 2. 1. 2**

$$M_K = 11,6 \text{ Nm}$$

$F$  ... zatěžující síla počítaná v kapitole 4.3.1 rovnicí (2)

$P$  ... stoupání závitu kuličkového šroubu

0,88 ...účinnost kuličkového převodu

- Navržený motor má  $M_K = 16 \text{ Nm}$ , což je zhruba o 30% více. V praxi jsou tyto pohony běžně takto předimenzovány, protože krokové motory nesmí být přetíženy.



## **5. Příčník brousicího stroje BMD 800**

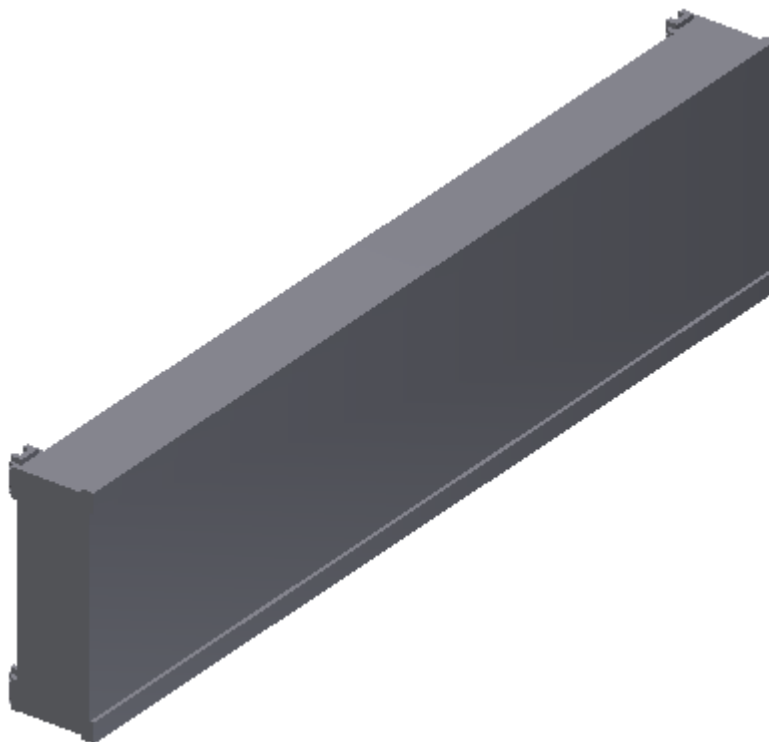
Příčník je upevněn na rám brusky pomocí lineárního vedení s možností pohybu ve vertikálním směru. Musí zajistit tyto funkce:

- maximální možnou pevnost a tuhost
- jeho konstrukce musí být navržena tak, aby zabránila přičení při vykonávání všech pracovních operací
- v dostatečné míře pohlcení kmitů a vibrací vzniklých při provozu stroje
- umožnit a vytvořit podmínky pro umístění pohonu horizontálního suportu
- zajistit možnost požadovaného zdvihu horizontálního suportu
- umožnit bezproblémové vedení napájecích kabelů

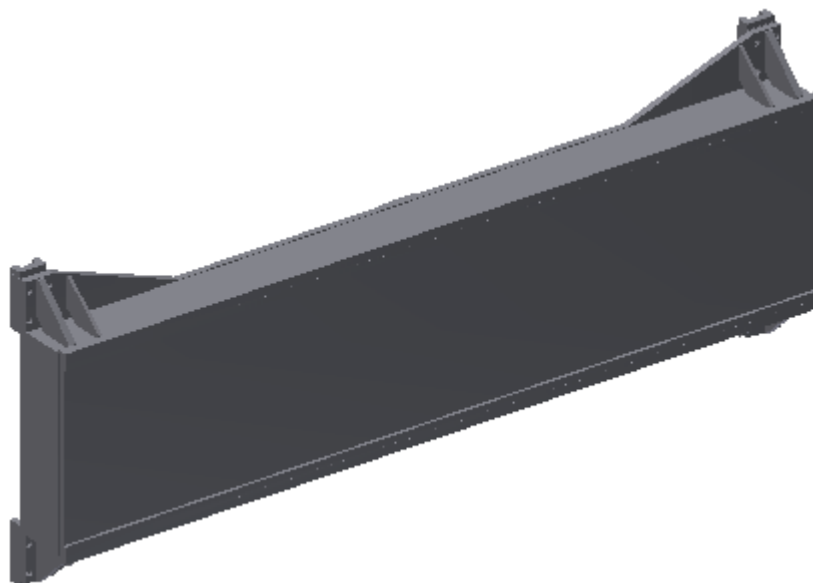
Na konstrukci a vlastnostech příčníku závisí přesnost stroje.

### **5.1 Možnosti konstrukčního řešení příčníku**

Pro brusku BMD 800 se nabízely dvě varianty provedení příčníku. Obě varianty jsou svařované ocelové konstrukce. Níže uvedené obrázky (obr. 35 a obr. 36) jsou předběžné modely, na základě kterých jsem se rozhodl pro konečnou variantu.



Obrázek 35 – Varianta 1. – jednoduchá varianta



Obrázek 36 – Varianta 2. – větší rozpětí lineárních vozíků

#### Zhodnocení jednotlivých variant a výběr vhodného řešení:

##### Varianta 1:

Tato varianta provedení příčnicku má dvě podstatné nevýhody oproti variantě 2.

- Lineární vozíky, které se nachází nad sebou v jedné ose, mají menší rozestup, tím pádem na ně působí větší síly, které vznikají hmotností příčnicku a horizontálního suportu a při broušení. Tato nevýhoda klade větší nárok na tuhost celého příčnicku a zvolené lineární vedení.
- Lineární vozíky nacházející se vedle sebe v horizontální ose mají taky menší rozestup, to je zapříčiněno přípojovacími rozměry lineárních vozíků, které musí být při této variantě šroubovány zespodu. Tento druh lineárních vozíků je širší než vozíky použité ve variantě 2.

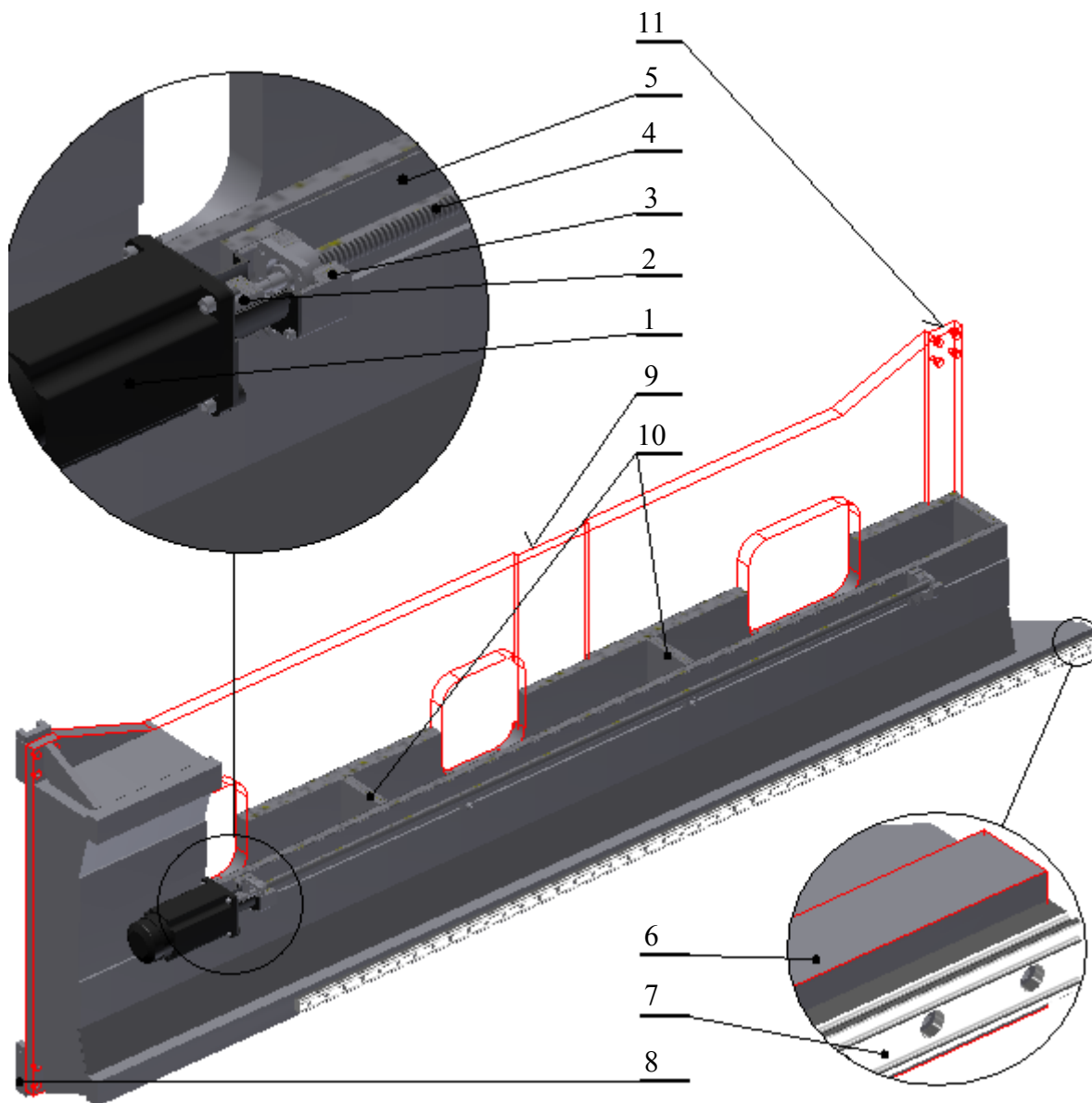
##### Varianta 2:

Tato varianta zaručuje:

- větší stabilitu celého příčnicku
- co se týče designu je o něco pohlednější
- menší nároky na lineární vedení
- při přesouvání horizontálního suportu po příčnicku, což způsobuje změnu těžiště, tato varianta lépe zamezuje přícení při zvedání a spouštění příčnicku

Pro brousicí stroj BMD 800 volím příčník v provedení varianty 2

## 5.2 Konečná varianta příčníku broušicího stroje BMD 800



Obrázek 37 – Příčník brusky BMD 800 - popis

### Popis příčníku brusky BMD 800:

- |                                        |                                         |
|----------------------------------------|-----------------------------------------|
| 12. Krokový motor VRDM 3910            | 18. Lineární kolejnice SNS 25 C         |
| 13. Spojka EVK 025                     | 19. Lineární vozík SNS 30 R             |
| 14. Ložiskový domek                    | 20. Broušená plocha pro ložiskový domek |
| 15. Kuličkový šroub DEB 1605 R4EF      | 21. Výztuhy příčníku                    |
| 16. Podložka pro ložiskové domky       | 22. Broušené plochy pro lineární vozíky |
| 17. Broušené lišty pod lineární vedení |                                         |

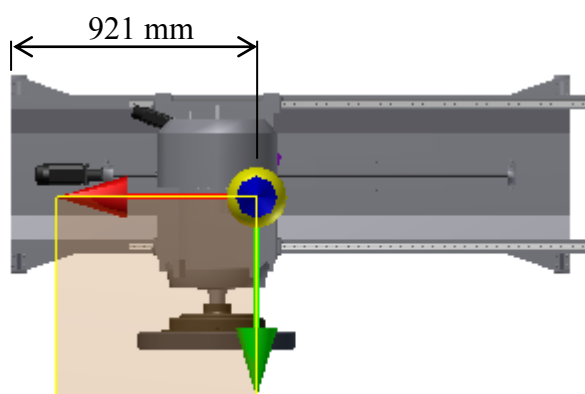
### 5.3 Umístění kuličkového šroubu pro posuv příčníku

Příčník brusky BMD 800 je poměrně široký a lineární vedení, pomocí kterého je příčník upevněn na rám a díky kterému vykonává vertikální pohyb, je montováno s velkým rozestupem. Vzdálenost mezi levou a pravou kolejnicí lineárního vedení je něco málo přes dva metry. Na základě toho bylo nutno navrhnout, jestli bude příčník pro své polohování využívat dva kuličkové šrouby umístěné po stranách nebo pouze jeden kuličkový šroub umístěn v těžišti.

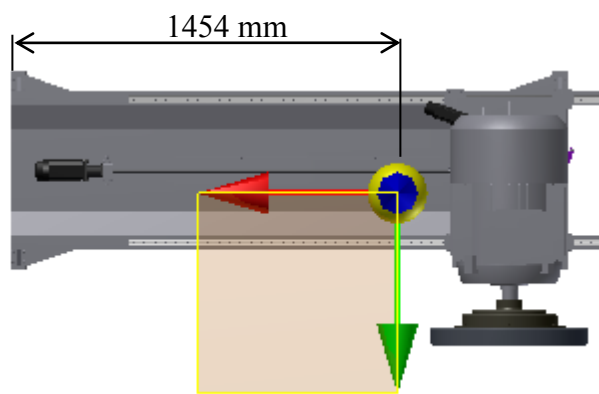
Po konzultaci s konstruktérem firmy Strojírny Třinec a.s a obchodníkem firmy Berger Lahr, který se zabývá krokovými motory, a jejich řízením jsem přistoupil pro variantu s jedním kuličkovým šroubem umístěným v těžišti příčníku.

Varianta se dvěma kuličkovými šrouby umístěnými po stranách je náročná na seřízení dvou krokových motorů a je nutno použít náročnějších řídicích systémů a software. Tato varianta je mnohem dražší.

Při výpočtu těžiště příčníku musíme brát v úvahu, že se na něm pohybuje horizontální suport s brousícím kotoučem. Brousící kotouč brousí materiál, pouze když se horizontální suport nachází v pravé nebo levé úvratí. Právě proto bylo nutno určit těžiště příčníku s horizontálním suportem v levé úvratí (viz obr. 38) potom v pravé úvratí (viz obr. 39) a z toho pak určit výsledné těžiště, kde bude umístěn vertikální kuličkový šroub.



Obrázek 38 – horizontální suport v levé úvratí



Obrázek 39 – horizontální suport v pravé úvratí

$$T = \frac{1454 + 921}{2} = 1187,5 \text{ mm} \quad (21)$$

- Výsledné těžiště T je zakótováno na obrázku 40.

## 5.4 Výpočet reakcí

Pro určení vhodných lineárních vedení bylo nutno provést výpočet všech reakčních sil působících na příčnick a konkrétně na lineární kolejnice.

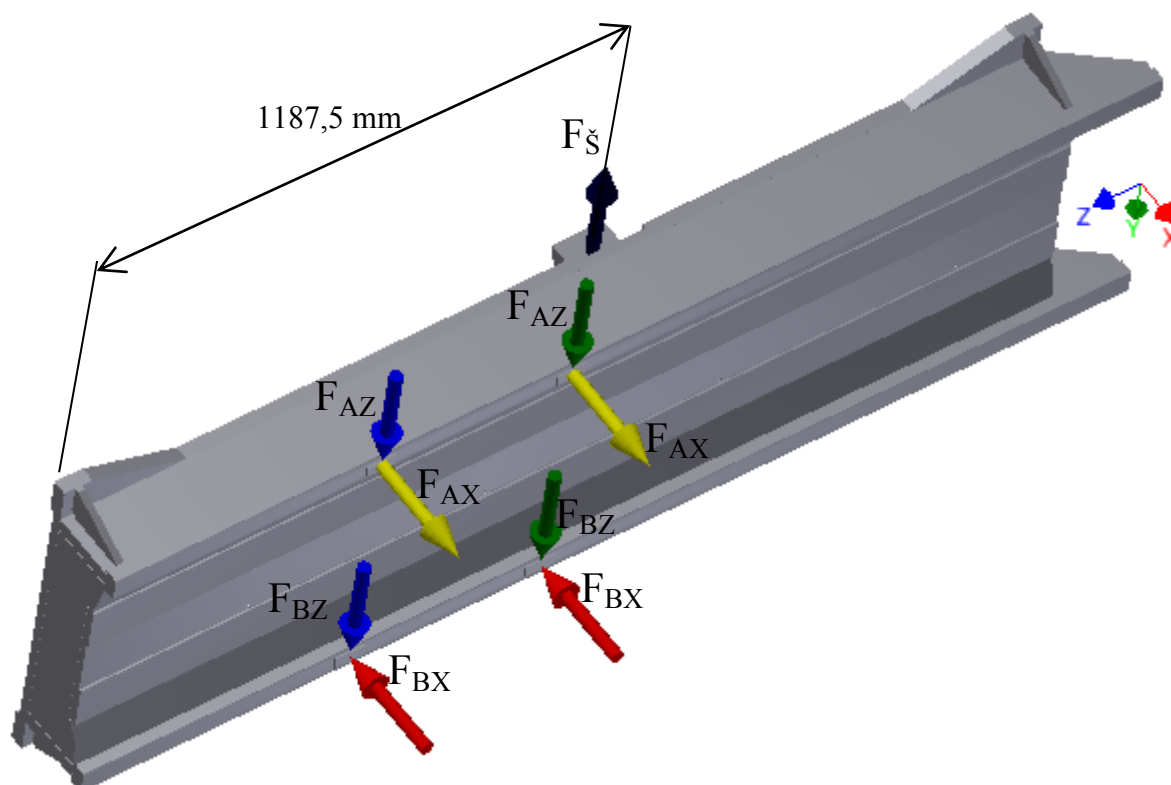
Tyto výpočty slouží pro určení okrajových podmínek v simulačním programu MKP (metoda konečných prvků) prováděných ve 3D programu Inventor 2011 od firmy Autodesk®.

Na příčnick působí síly v ose: X a Y viz obr. 40. V důsledku toho vznikají reakční síly, které působí v opačném směru.

Když se horizontální suport, pohybující se po příčnicku, nachází v levé úvratí, bude příčnick více vystaven deformačním průhybům, protože levá úvrat' horizontálního suportu se nachází více ve středu příčnicku než pravá úvrat'.

Pravá a levá úvrat' jsou pracovní, bruska brousí daný materiál jen, když se horizontální suport nachází v jedné s těchto úvratí.

Právě proto jsem při provádění MKP simulací zatěžoval příčnick silami, vypočtenými z reakcí, v místě, kde se nachází horizontální suport v levé úvratí (viz obr. 40 a obr. 45).

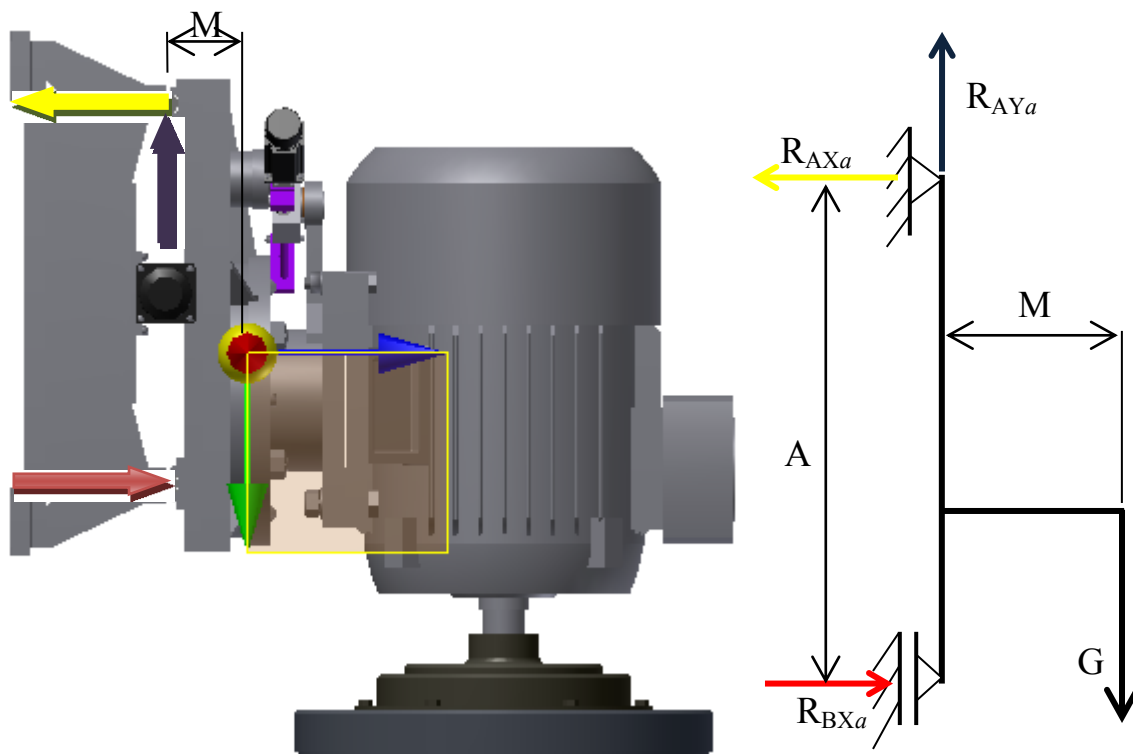


Obrázek 40 – Ukázka sil působících na příčnick

### 5.4.1 Reakce působící v ose X a Y

#### 1. Reakce vzniklé gravitační silou – působící v těžišti

- Na lineární vedení příčníku působí reakce, které jsou způsobené hmotností horizontálního suportu včetně jeho pohonů a motoru s broušícím kotoučem.



Obrázek 41 – Působíště reakčních sil na modelu vlevo, rozklad sil vpravo

#### Dané hodnoty pro výpočet:

Hmotnost horizontálního suportu  $m = 583$  kg → pro výpočet volím 633 kg (50 kg je rezerva pro kabeláž, kryty a odsávání)

$$G = 633 \times 9,81 = 6209,7 \text{ N}$$

$$A = 0,535 \text{ m}$$

$$M = 0,348 \text{ m}$$

$$\sum F_{Xa} = 0: \quad (22)$$

$$R_{AXa} - R_{BXa} = 0 \Rightarrow R_{BXa} = R_{AXa}$$

$$R_{BXa} = 4039,2 \text{ N}$$

$$\sum F_{Ya} = 0: \quad (23)$$

$$G - R_{AYa} = 0 \Rightarrow R_{AYa} = G$$

$$R_{AYa} = 6209,7 \text{ N}$$

$$\sum M_{Ba} = 0: \quad (24)$$

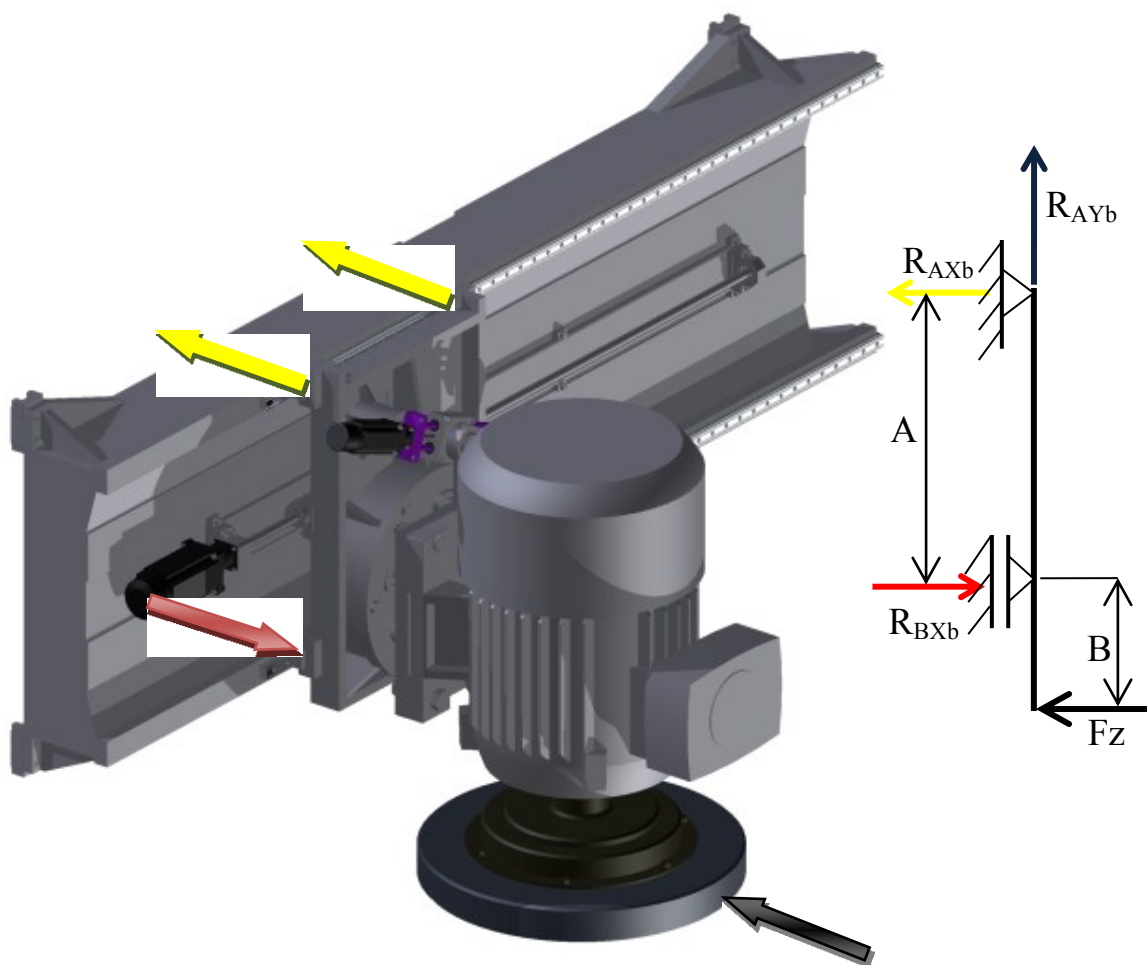
$$R_{AXa} \cdot A - G \cdot M = 0 \Rightarrow R_{AXa} = \frac{G \cdot M}{A}$$

$$R_{AXa} = \frac{6209,7 \cdot 0,348}{0,535}$$

$$R_{AXa} = 4039,2 \text{ N}$$

## 2. Reakce vzniklé při broušení

- Při najíždění materiálu na brusný kotouč, když broušicí stroj vykonává práci, vznikají další reakční síly



Obrázek 42 – Působíště reakčních sil na modelu brusky vlevo, rozklad sil vpravo

### Dané hodnoty pro výpočet:

$$A = 0,535 \text{ m}$$

$$B = 0,387 \text{ m}$$

$$F_Z = F_H + F_Y = 253,3 + 506,64 = 760 \text{ N} - \text{Příloha č. 8 – Výpočet sil vzniklých při broušení}$$

$$\sum F_{Xb} = 0: \quad (25)$$

$$R_{AXb} - R_{BXb} + F_Z = 0 \Rightarrow R_{BXb}$$

$$R_{BXb} = R_{AXb} + F_Z$$

$$R_{BXb} = 550 + 760$$

$$R_{BXb} = 1310 \text{ N}$$

$$\sum F_{Yb} = 0: \quad (26)$$

$$R_{AYb} = 0$$

$$\sum M_{Bb} = 0: \quad (27)$$

$$R_{AXb} \cdot A - F_Z \cdot B = 0 \Rightarrow R_{AXb}$$

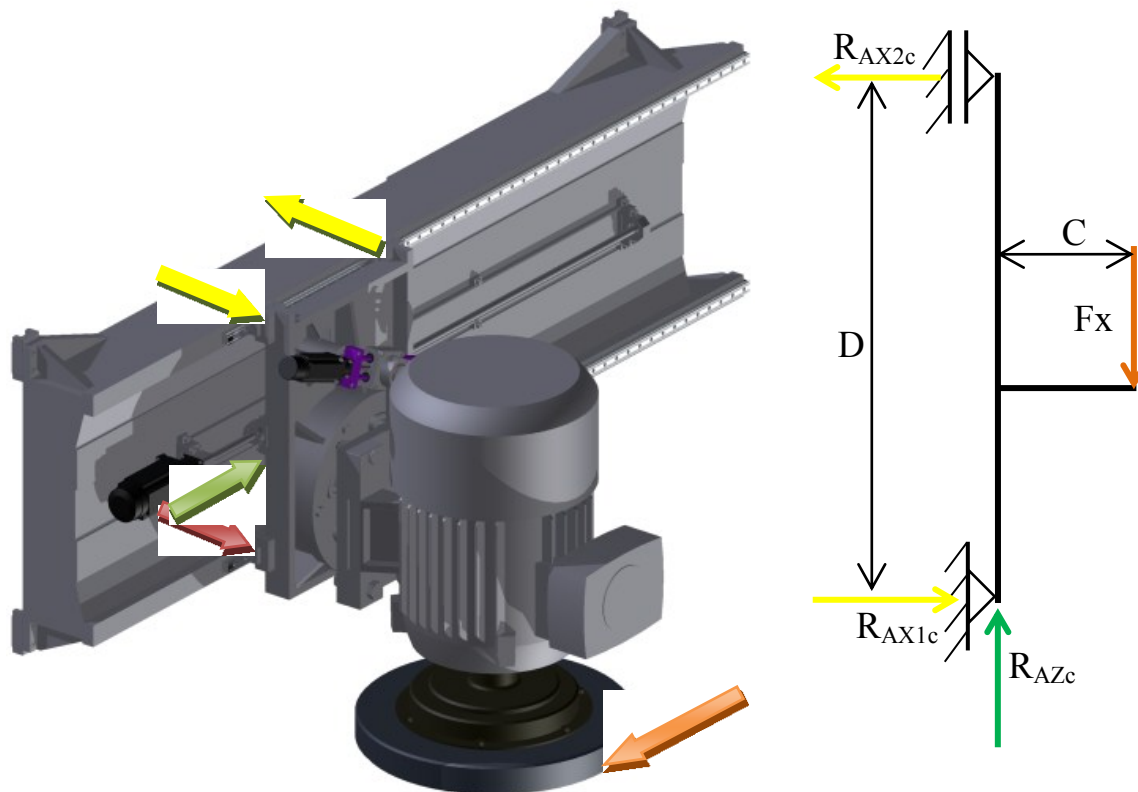
$$R_{BXb} = \frac{F_Z \cdot B}{A}$$

$$R_{AXb} = \frac{760 \cdot 0,387}{0,535}$$

$$R_{AXb} = 549,76 \text{ N} = 550 \text{ N}$$

### 5.4.2 Reakce působící v ose X a Z

Reakce vzniklé při broušení



Obrázek 43 – Působíště reakčních sil na modelu vlevo, rozklad sil vpravo

Dané hodnoty pro výpočet:

$$C = 0,348 \text{ m}$$

$$D = 0,408 \text{ m}$$

$$F_x = F_v + F_z = 633,3 + 601,6 = 1235 \text{ N} - \text{Příloha č. 8 – Výpočet sil vzniklých při broušení}$$

$$\sum F_{AXc} = 0: \quad (28)$$

$$R_{AX1c} - R_{AX2c} = 0 \Rightarrow R_{AX2c} = R_{AX1c}$$

$$R_{AX2c} = 1053,4 \text{ N}$$

$$\sum F_{Zc} = 0: \quad (29)$$

$$F_x - R_{AZc} = 0 \Rightarrow R_{AZc} = F_x$$

$$R_{AZc} = 1235 \text{ N}$$

(Tato reakce je zachycená horizontálním kuličkovým šroubem viz obr. 43)

$$\sum M_{A2c} = 0: \quad (30)$$

$$R_{AX1c} \cdot D - F_x \cdot C = 0 \Rightarrow R_{AX1c} = \frac{F_x \cdot C}{D}$$

$$R_{AX1c} = \frac{1235 \cdot 0,348}{0,408}$$

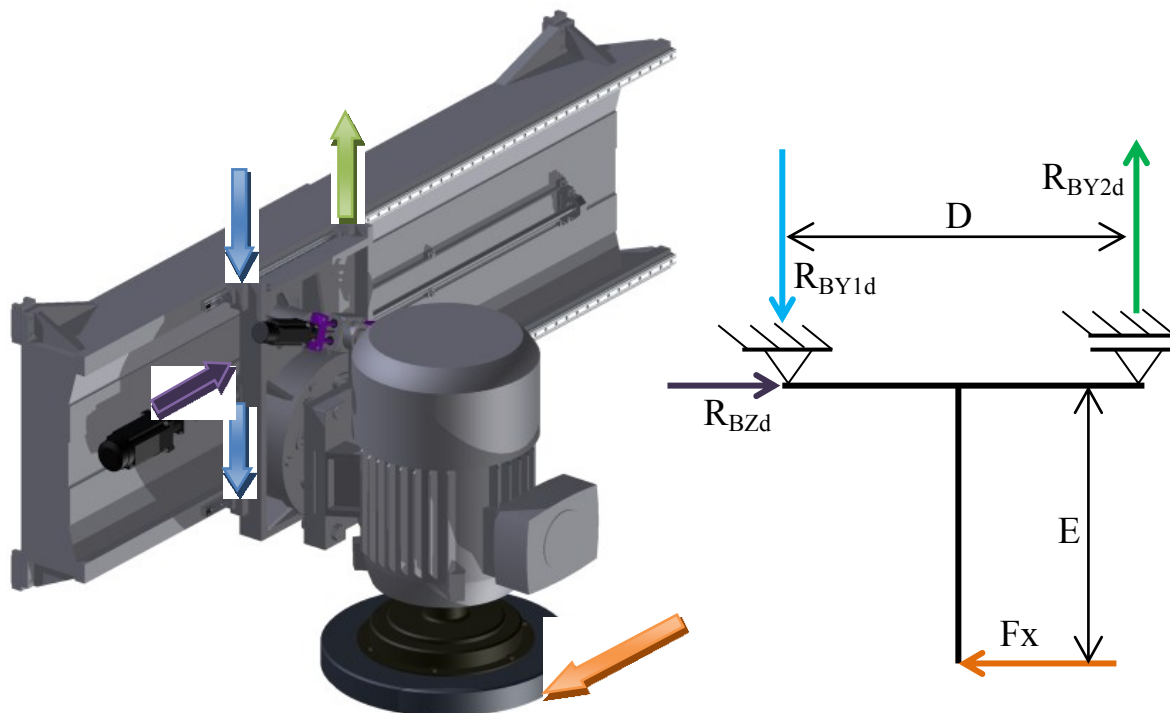
$$R_{AX1c} = 1053,4 \text{ N}$$



### 5.4.3 Reakce působící v ose Z a Y

Síly působící v ose Z způsobují příčení horizontálního suportu a mají tendenci vytlačovat lineární kolejnice a to klade větší nároky na lineární vedení, které tyto síly musí dokonale zachytit.

Výpočet jsem prováděl při nulovém vychýlení brusného kotouče, protože reakce vznikající při vychýlení kotouče o  $30^\circ$  jsou téměř identické.



Obrázek 44 – Působíště sil na 3D modelu brusky

#### Dané hodnoty pro výpočet:

$$D = 0,408 \text{ m}$$

$$E = 0,387 \text{ m}$$

$$F_x = F_v + F_z = 633,3 + 601,6 = 1235 \text{ N} - \text{Příloha č. 8 – Výpočet sil vzniklých při broušení}$$

$$\sum F_{Yd} = 0: \quad (31)$$

$$R_{BY2d} - R_{BY1d} = 0 \Rightarrow R_{BY2d} = R_{BY1d}$$

$$R_{BY2d} = 1171,4 \text{ N}$$

$$\sum F_{Zd} = 0: \quad (32)$$

$$F_x - R_{BZd} = 0 \Rightarrow R_{BZd} = F_x$$

$$R_{BZd} = 1235 \text{ N}$$

$$\sum F_{B2d} = 0: \quad (33)$$

$$R_{BY1d} \cdot D - F_x \cdot E = 0 \Rightarrow R_{BY1d}$$

$$R_{BY1d} = \frac{F_x \cdot E}{D}$$

$$R_{BY1d} = \frac{1235 \cdot 0,387}{0,408}$$

$$R_{BY1d} = 1171,4 \text{ N}$$

#### 5.4.4 Výsledné síly působící v jednotlivých osách

- Síla  $F_{AX}$  a  $F_{BX}$  zahrnuje všechny reakční síly působící v ose X:

$$F_{AX} = R_{AXa} + R_{AXb} + R_{AXc} = 4039,2 + 550 + 1053,4 = 5642,6 \text{ N}$$

$$F_{BX} = R_{BXa} + R_{BXb} + R_{BXc} = 4039,2 + 1310 + 1053,4 = 6402,6 \text{ N}$$

- Síla  $F_{AY}$  a  $F_{BY}$  zahrnuje všechny reakční síly působící v ose Y:

$$F_{AY} = R_{AYa} + R_{AYd} = (6209,7/4) + (1171,4/2) = 2138,2 \text{ N}$$

$$F_{BY} = R_{BYa} + R_{BYd} = (6209,7/4) + (1171,4/2) = 2138,2 \text{ N}$$

- Síly působící v ose Z zachytí horizontální kuličkový šroub, jde o síly počítané v kapitole 5.4.2 rovnice (29) a 5.4.3 rovnice (32) jedná se o stejnou sílu.
- Sílu  $F_{AX}$  a  $F_{BX}$  bylo nutno vydělit dvěma, protože vystupují vždy ve dvojicích, viz obr. 45. Taktéž reakci  $R_{AYd}$  a  $R_{BYd}$  kdežto  $R_{AYa}$  vydělit čtyřma.

$$F_{AX1} = 5642,6 / 2 = 2821,3 \text{ N}$$

$$F_{AY1} = 2138,2 \text{ N}$$

$$F_{AX2} = 2821,3 \text{ N}$$

$$F_{AY2} = 2138,2 \text{ N}$$

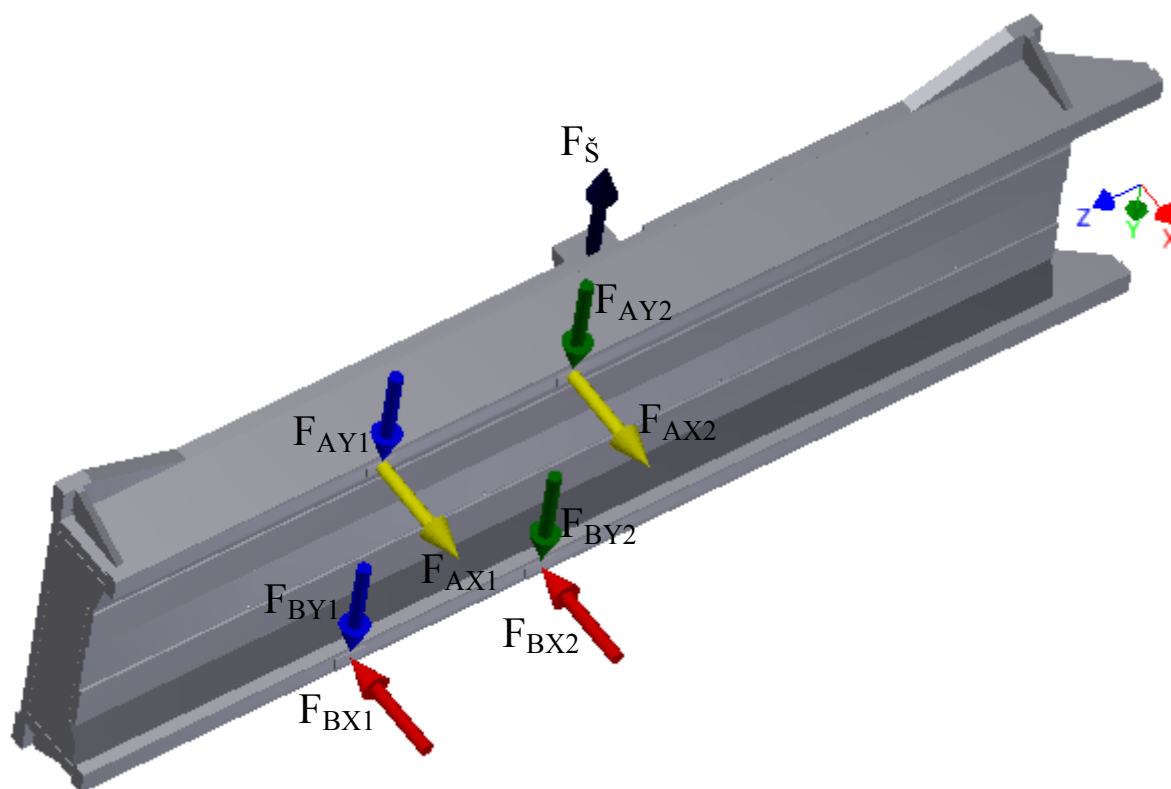
$$F_{BX1} = 6402,6 / 2 = 3201,3 \text{ N}$$

$$F_{BY1} = 2138,2 \text{ N}$$

$$F_{BX2} = 3201,3 \text{ N}$$

$$F_{BY2} = 2138,2 \text{ N}$$

$$F_{\text{šA}} = 18246,4 \text{ N}$$



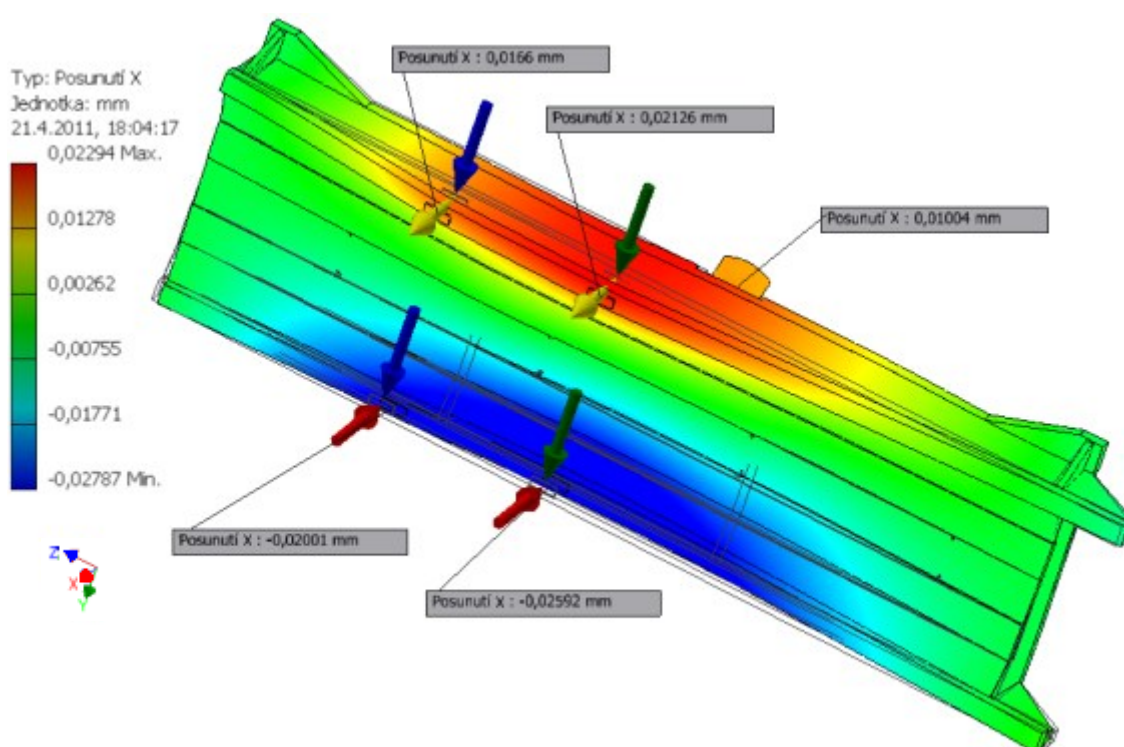
Obrázek 45 – Síly působící na příčnick brusky, definováno pro MKP simulaci

## 5.5 Výsledky MKP simulací

Pomocí těchto simulací zjistíme, ve kterých místech se příčník deformuje a o jak velké deformace se jedná. Po nasimulování všech součástí brusky je možno vyhodnotit celkovou přesnost brousicího stroje.

- Simulace odhalí nejslabší místa a největší deformace materiálů, na základě kterých se provádí další úpravy dané simulované komponenty.

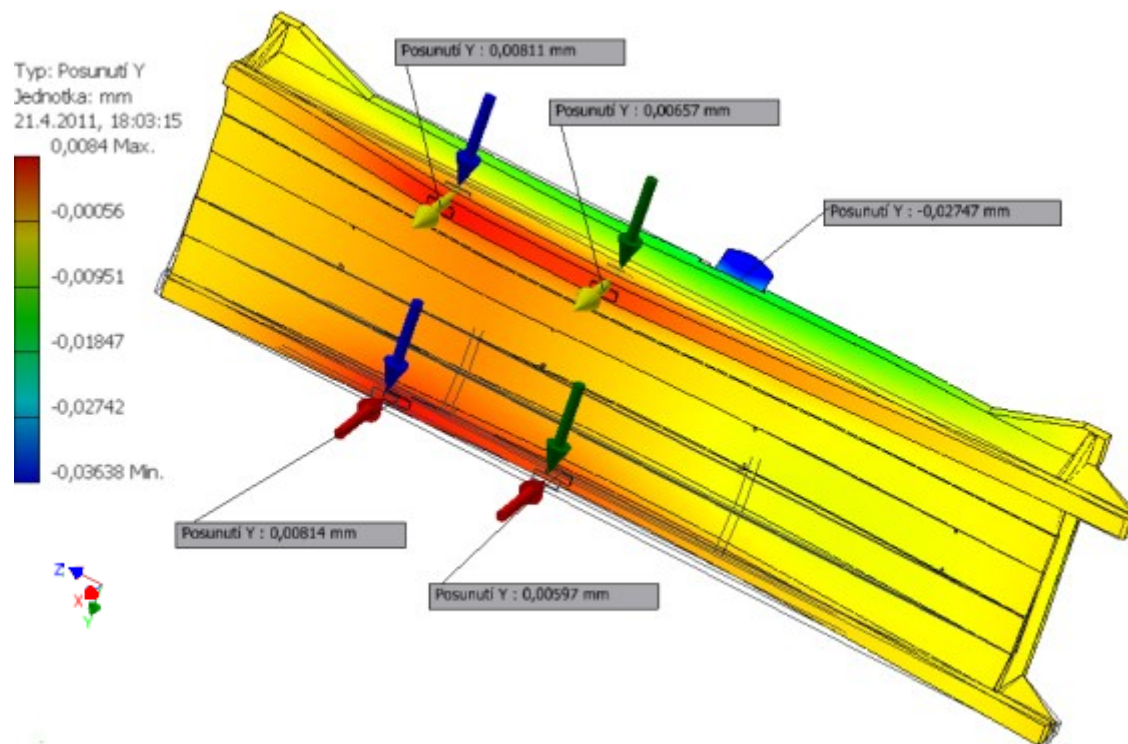
### 1. Posunutí v ose X



Obrázek 46 – Pružná deformace rámu brusky prováděna v Inventoru 2011 od firmy Autodesk®

- Příčník je zatížen vypočtenými silami v předešlé kapitole
- Šipky na obr. 46 znázorňují působíště sil a popisky sondují přesné posunutí ve vybraných místech.

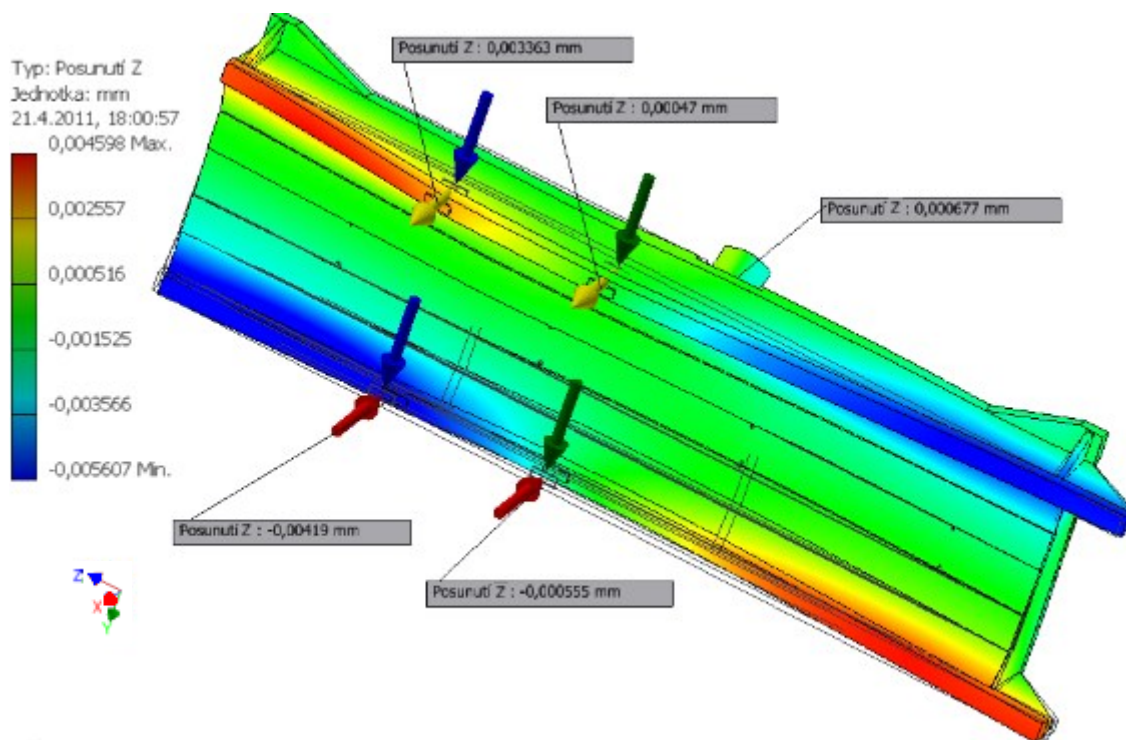
## 2. Posunutí v ose Y:



Obrázek 47 – Pružná deformace rámu brusky prováděna v Inventoru 2011 od firmy Autodesk®

- Na této simulaci je vidět ze samotného zabarvení i díky měrným sondám, že nejslabší a nejvíce deformovaná část příčníku brusky je ložiskový domek pro kuličkový šroub.
- Kdyby bylo nutno dosáhnout větší přesnosti, s jakou by bruska měla pracovat než je v zadání, bylo by nutno zvolit mohutnější ložiskové domky, nebo více vyztužit plochu na které je ložiskový domek upevněn.

### 3. Posunutí v ose Z:



Obrázek 48 – Pružná deformace rámu brusky prováděna v Inventoru 2011 od firmy Autodesk®

## 5.6 Volba lineárního vedení

Zvolil jsem lineární vedení firmy THK. Je to lineární vedení s kuličkovou klecí, typ SNS 25 C mírně předepjaté - označení C1, velmi jemná přesnost SP

Síly působící na lineární vedení vypočtené v kapitole 6.3.4 „Výsledné síly působící v jednotlivých osách“:

- V ose X = 3201,3 N
- V ose Y = 2138,2 N

Zvolené lineární vedení SNS 25 C může být zatíženo 37000 N, což je zhruba 11 krát více než je požadované zatížení. Je zde nutno podotknout, že některé firmy dimenzují lineární vedení obráběcích strojů i víc než v tomto případě, záleží, o jaký obráběcí stroj se jedná a pro jaké operace je určen.

V příloze č. 9 uvádím list s katalogu vybraného lineárního vedení firmy THK

## 5.7 Volba vhodného šroubu

Z katalogu volím broušené kuličkové šrouby, které umožňují větší přesnost, než kuličkové šrouby válcované typ DEB 1605 R4EF

Matici volím předepnutou přírubovou (vymezené vůle mezi šroubem a maticí)

Zatížení působící na kuličkový šroub je 1235 N, toto zatížení vzniká při broušení, při polohování horizontálního suportu vzniká zanedbatelné zatížení šroubu způsobené třením v lineárním vedení 120 N. Kuličkový šroub má únosnost 9600 N

V příloze č. 10 uvádím list z katalogu kuličkových šroubů firmy HIWIN s.r.o

### 5.7.1 Výpočet otáček

$$v_z = P \cdot n \Rightarrow n \quad (34)$$

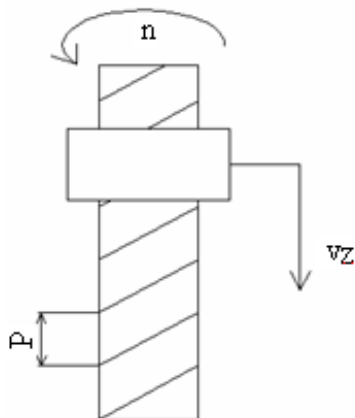
$$n = \frac{v_z}{P} = \frac{0,01}{0,005} = 2 \text{ ot} / \text{s} = 120 \text{ ot} / \text{min}$$

- pro dosažení požadované rychlosti posuvu suportu je nutno dodržet počet otáček  $n = 120 \text{ ot/min}$

$v_z$  ... rychlost posuvu matice po kuličkovém šroubu

$P$  ... stoupání závitu

$n$  ... otáčky šroubu



Obrázek 49 – schéma pro výpočet otáček

### 5.7.2 Jmenovitá životnost kuličkových šroubů

Jmenovitá životnost v otáčkách

$$L = \left( \frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L = \left( \frac{9600}{5} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L = 7,08 \cdot 10^{15}$$

**Příloha č. 3. rovnice 2. 1. 1**

Jmenovitá životnost v hodinách

$$L = \left( \frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60}$$

$$L = \left( \frac{9600}{5} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{120 \cdot 60}$$

$$L = 9,83 \cdot 10^{11}$$

**Příloha č. 3. rovnice 2. 1. 1**

$L$  .....jmenovitá životnost v otáčkách

$L_h$  .....jmenovitá životnost v hodinách

$C_{dyn}$  ...dynamická únosnost (N)

$F_m$  .....střední zatížení (N)

$n_m$  .....střední otáčky ( $\text{min}^{-1}$ )

V příloze č. 3 uvádím přehled výpočtů kuličkových šroubů z katalogu firmy HIWIN s.r.o.

### 5.8 Volba vhodného pohonu pro horizontální suport

- volím krokový motor VRDM 3910 LWC
- tento výpočet mi zhotovila firma Berger Lahr zabývající se pohony pro CNC obráběcí stroje a jejich řízením. Jednalo se o složitější výpočet pomocí speciálního software a simulací, které na požádání klienta tato firma vydává.
- řídicí systém je stejný jako u pohonu pro příčnick

V příloze č. 4 uvádím výpočet krokových motorů zaslaný firmou Berger Lahr

V příloze č. 6 uvádím zvolený řídicí systém z nabídky firmy Berger Lahr

V příloze č. 11 uvádím cenovou nabídku pohonu s příslušenstvím od firmy Berger Lahr

V příloze č. 12 uvádím list s vybranou spojkou od firmy Berger Lahr



**5.8.1 Zjednodušený výpočet krouticího momentu**

$$M_K = \frac{F \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88}$$

$$M_K = \frac{1235 \cdot 5}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88}$$

$$M_K = 1,2 \text{ Nm}$$

**Příloha č. 3. rovnice 2. 1. 2**

F ... zatěžující síla počítaná v kapitole 5.4.2 rovnicí (29) a kapitole 5.4.3 rovnicí (32) – jedná se o stejnou sílu.

P ... stoupání závitu kuličkového šroubu

0,88 ... účinnost kuličkového převodu

- Navržený motor má  $M_K = 4 \text{ Nm}$ , což je o poznání více. V praxi jsou tyto pohony běžně takto předimenzovány, protože krokové motory nesmí být přetíženy, uvažujeme li, že polohují v horizontální ose hmotnost 600 kg.



## 6. Horizontální suport brousicího stroje BMD 800

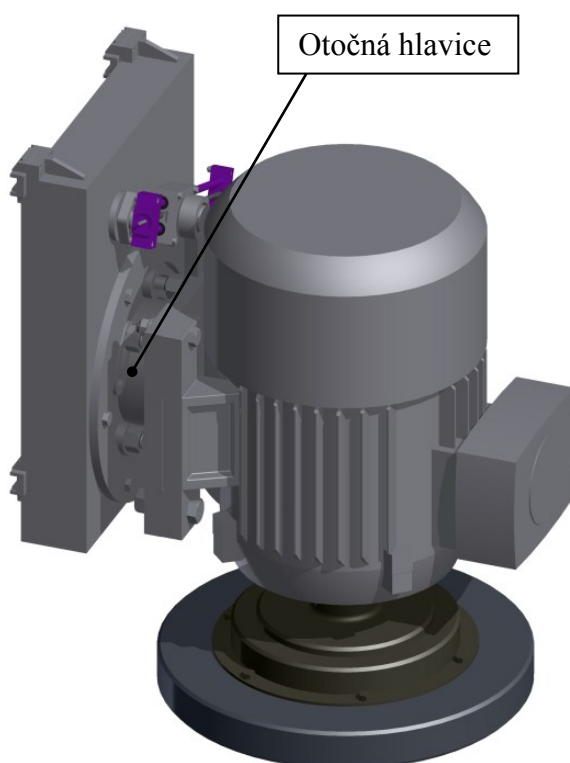
Tento suport je upevněn na příčniku brusky pomocí lineárního vedení s možností přímočarého pohybu v horizontálním směru. Musí zajistit tyto funkce:

- maximální možnou pevnost a tuhost
- jeho konstrukce musí být navržena tak, aby zabránila přičení při vykonávání všech pracovních operací
- v dostatečné míře pohlcení kmitů a vibrací vzniklých při provozu stroje
- umožnit a vytvořit podmínky pro umístění pohonu, pomocí kterého je motor s brusným kotoučem naklápěn do požadované polohy
- zajistit možnost požadovaného naklopení brusného kotouče o 30°
- umožnit bezproblémové vedení napájecích kabelů

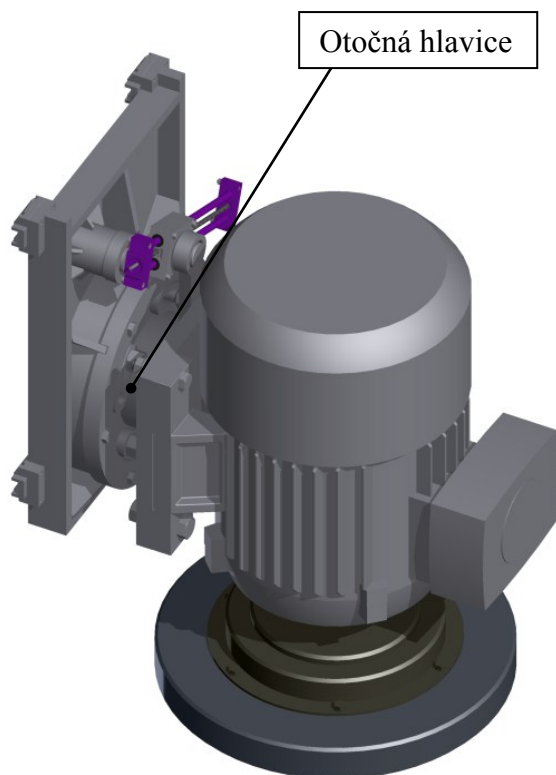
Na konstrukci a vlastnostech horizontálního suportu závisí přesnost stroje.

### 6.1 Možnosti konstrukčního řešení příčniku

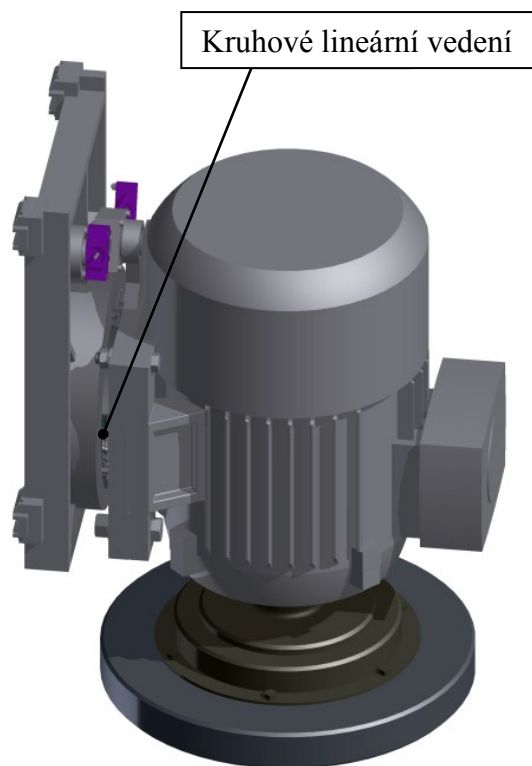
Pro brusku BMD 800 jsem zvažoval nad třemi možnými variantami pro vhodné provedení horizontálního suportu. Všechny varianty jsou svařované ocelové konstrukce. Níže uvedené obrázky 50, 51 a 52 jsou modely, na základě jejich kladů a záporů jsem se rozhodl pro konečnou variantu.



Obrázek 50 – Varianta 1. - Skříňová konstrukce horizontálního suportu



Obrázek 51 – Varianta 2. - Odlehčená konstrukce horizontálního suportu



Obrázek 52 – Varianta 3. – Naklápění kotouče pomocí na kruhovém lineárním vedení

#### Zhodnocení jednotlivých variant a výběr vhodného řešení:

##### Varianta 1

Tato varianta je nejmohutnější a nejhmotnější provedení horizontálního suportu. Provedením simulací MKP (metoda konečných prvků) je však zřejmé, že toto provedení horizontálního suportu není nejtuzší. Varianta 2 a 3 se projeví jako tužší varianty, byly zaznamenány menší deformace, ale jedná se o velmi malé hodnoty, řeč je o mikrometrech.

##### Varianta 2

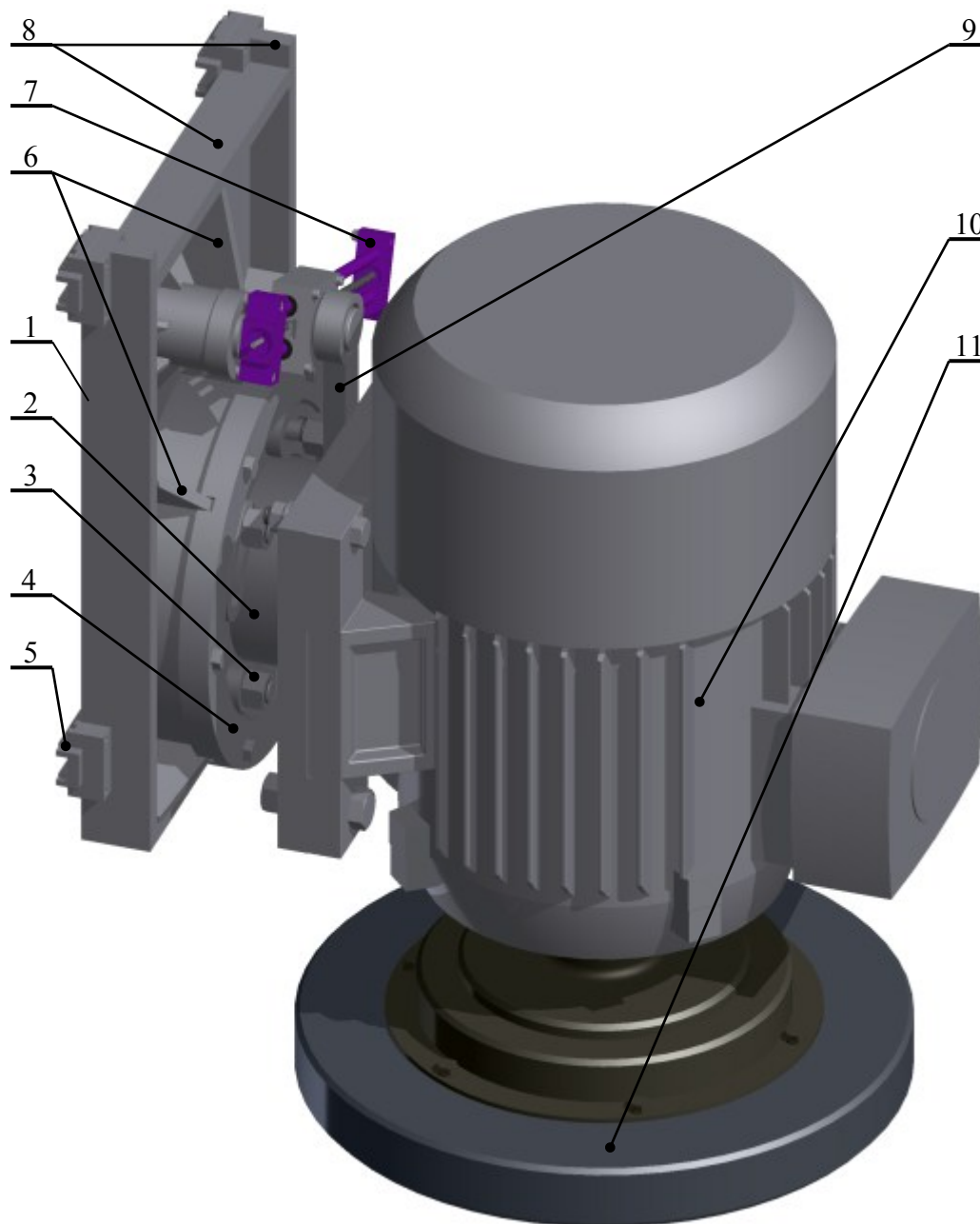
Horizontální suport v tomto provedení je odlehčenou verzí varianty 1. Je zhruba o 50 kg lehčí a svou funkci plní stejně, dokonce i s o něco větší přesností. Nejdůležitější roli při zvyšování tuhosti a pevnosti hrálo žebrovaní, toto řešení dovoluje omezit velké ocelové kusy na menší a přitom dosáhnout lepších pevnostních výsledků.

##### Varianta 3

Suport v tomto provedení nabízí ještě o něco lepší výsledky v simulačním programu MKP než varianta 2, jedná se zde o velmi malé hodnoty v řadách mikrometrů, ale je nejpřesnější variantou. Při naklápění brusného kotouče o 30° je docíleno minimálního tření díky kruhovému lineárnímu vedení. Tato varianta je však nejdražší a vyžaduje si složitější provedení aretace brusného kotouče ve vychýlené poloze.

Po zhodnocení všech kladů a záporů pro brusku BMD 800 volím variantu 2.

## 6.2 Konečná varianta rámu broušicího stroje BMD 800



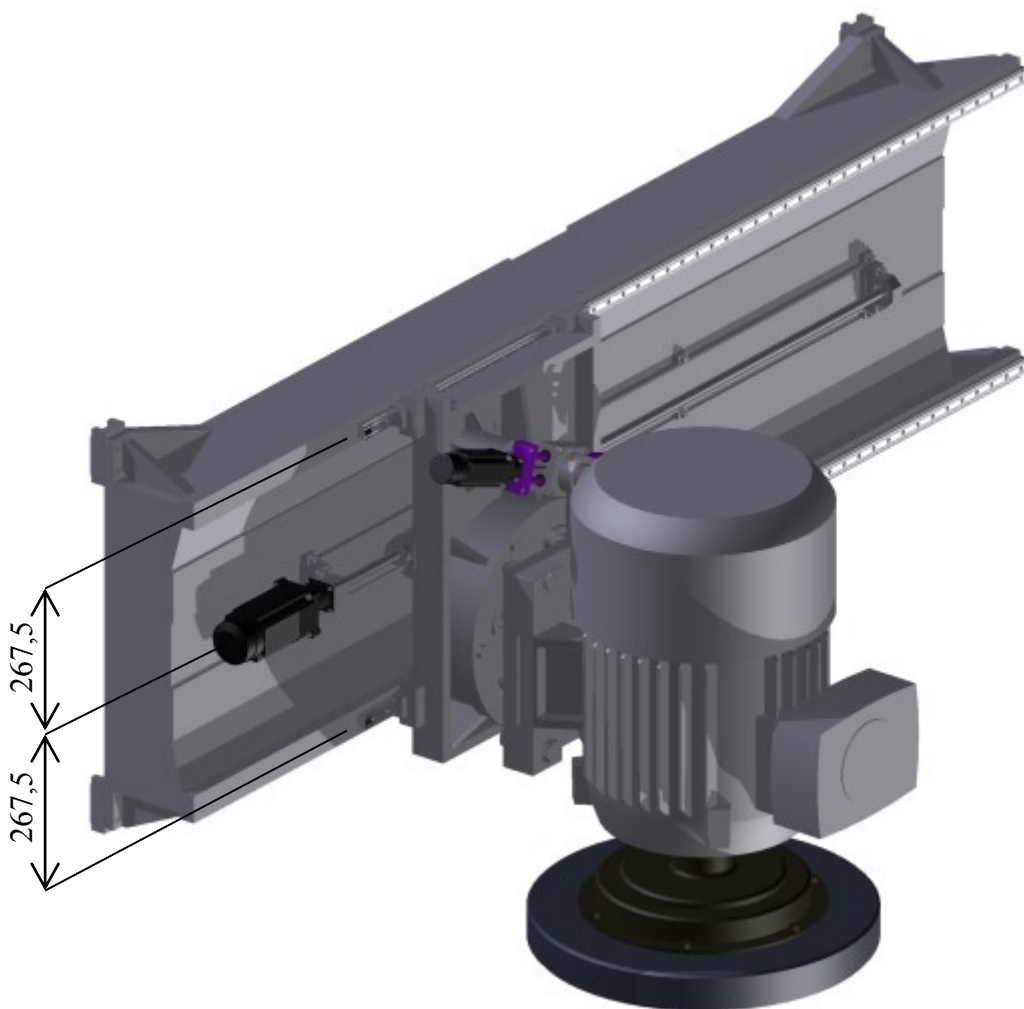
Obrázek 53 – Horizontální suport brusky BMD 800

### Popis horizontálního suportu brusky BMD 800:

- |                                |                                  |
|--------------------------------|----------------------------------|
| 1. Základová deska             | 7. Lineární modul SGK 12-85      |
| 2. Otočná hlavice              | 8. Výztuhy                       |
| 3. 4 x šrouby M 24 pro aretaci | 9. Polohovací rameno             |
| 4. Přidržovací věnec           | 10. Motor Siemens 1LG 4223-6AA60 |
| 5. Lineární vozíky SNS 25C     | 11. Lineární vozíky SNS 25C      |
| 6. Žebrování                   |                                  |

### 6.3 Umístění kuličkového šroubu pro posuv horizontálního suportu

Při polohování horizontálního suportu nebudou vznikat žádné větší příčící síly, které by nezvládlo zachytit lineární vedení. Důležité je taky podotknout, že vzdálenost mezi horními a spodními lineárními vozíky není až tak velká, že by hrozilo přičení horizontálního suportu. Horizontální suport při broušení nevykonává žádný pohyb a síly vzniklé při broušení zachytí kuličkový šroub, který je dostatečně předimenzován. Při pohybu horizontální suport klade minimální odpor, který vzniká v lineárním vedení a kuličkovém šroubu v důsledku valivého tření. Požadovaná rychlost posuvu  $0,01 \text{ m.s}^{-1}$  klade minimální nároky na kuličkový šroub i krokový motor. Kuličkový šroub bude umístěn přesně uprostřed mezi horními a spodními lineárními vozíky viz na obrázku 54.

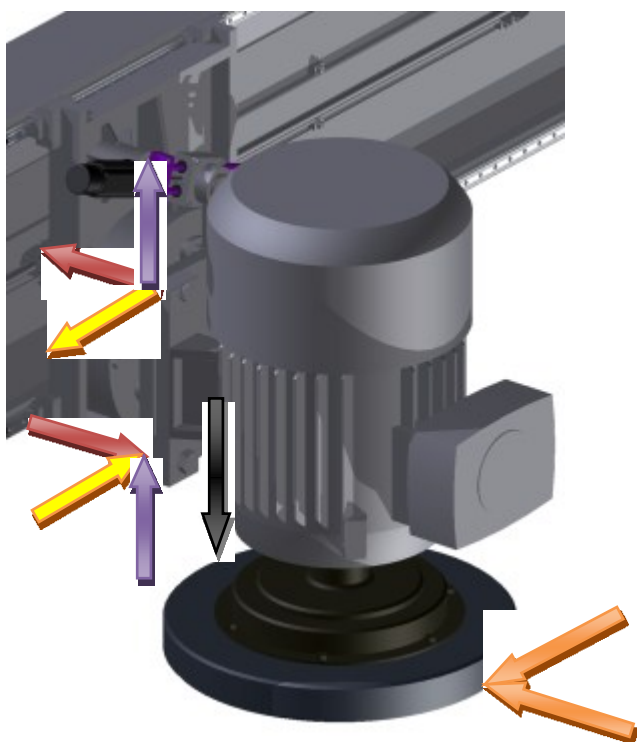


Obrázek 54 – Umístění kuličkového šroubu uprostřed mezi horními a dolními lineárními vozíky

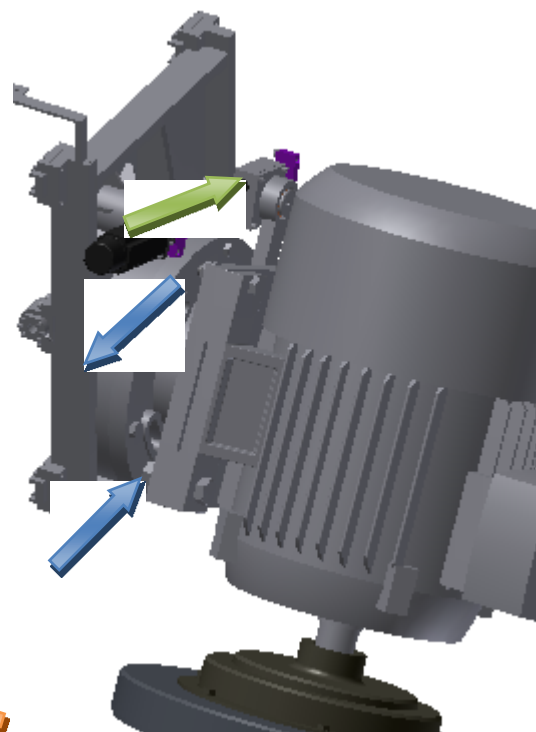
## 6.4 Výpočet reakcí

Pro zjištění sil jaké působí v otočné hlavě a vyhodnocení tření vzniklého v důsledku těchto sil, mohu navrhnout vhodný lineární modul a jeho pohon, určený pro naklápění brusného kotouče o 30°.

V první řadě bylo nutné spočítat všechny reakce, které vznikají v kotevních patkách motoru Siemens, jedná se zde o reakce vzniklé gravitační silou motoru s brusným kotoučem a silami vzniklými při broušení (viz obr. 55. Oranžové šipky znázorňují síly vzniklé při broušení, žluté, červené a fialové jsou reakce a černá je gravitační síla.)



Obrázek 55



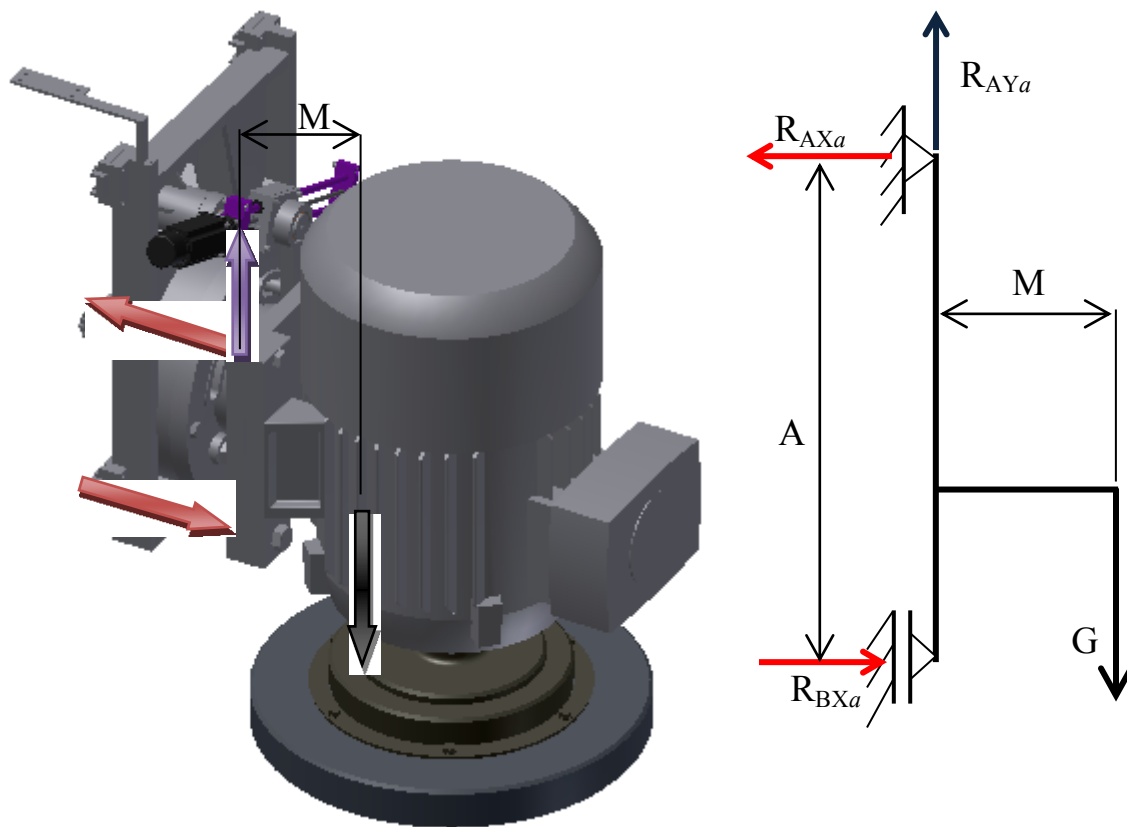
Obrázek 56

Následně bylo nutné provést výpočet třecích sil působících v otočné hlavici při naklápění motoru s brusným kotoučem a na závěr vypočítat potřebnou sílu vyvozenou krokovým motorem a přenášenou kuličkovým šroubem (viz obr. 56. Modré šipky jsou třecí síly a zelená je síla způsobená otáčením kuličkového šroubu.)

Tyto výpočty slouží pro určení okrajových podmínek v simulačním programu MKP (metoda konečných prvků) prováděných ve 3D programu Inventor 2011 od firmy Autodesk®.

### 6.4.1 Reakce působící v ose X a Y

#### 1. Reakce vzniklé gravitační silou – působící v těžišti



Obrázek 57 – Působíště reakčních sil na 3D modelu vlevo, rozklad sil vpravo

#### Dané hodnoty pro výpočet:

Hmotnost motoru s brousicím kotoučem  $m$   $G = 420 \times 9,81 = 4120,2 \text{ N}$   
 $= 401 \text{ kg} \rightarrow$  pro výpočet volím  $420 \text{ kg}$  ( $19$   $A = 0,311 \text{ m}$   
 $\text{kg}$  je rezerva pro kabeláž, kryty a odsávání)  $M = 0,219 \text{ m}$

$$\sum F_{Xa} = 0: \quad (35)$$

$$R_{AXa} - R_{BXa} = 0 \Rightarrow R_{BXa} = R_{AXa}$$

$$R_{BXa} = 2901,4 \text{ N}$$

$$\sum F_{Ya} = 0: \quad (36)$$

$$G - R_{AYa} = 0 \Rightarrow R_{AYa} = G$$

$$R_{AYa} = 4120,2 \text{ N}$$

$$\sum M_{Ba} = 0: \quad (37)$$

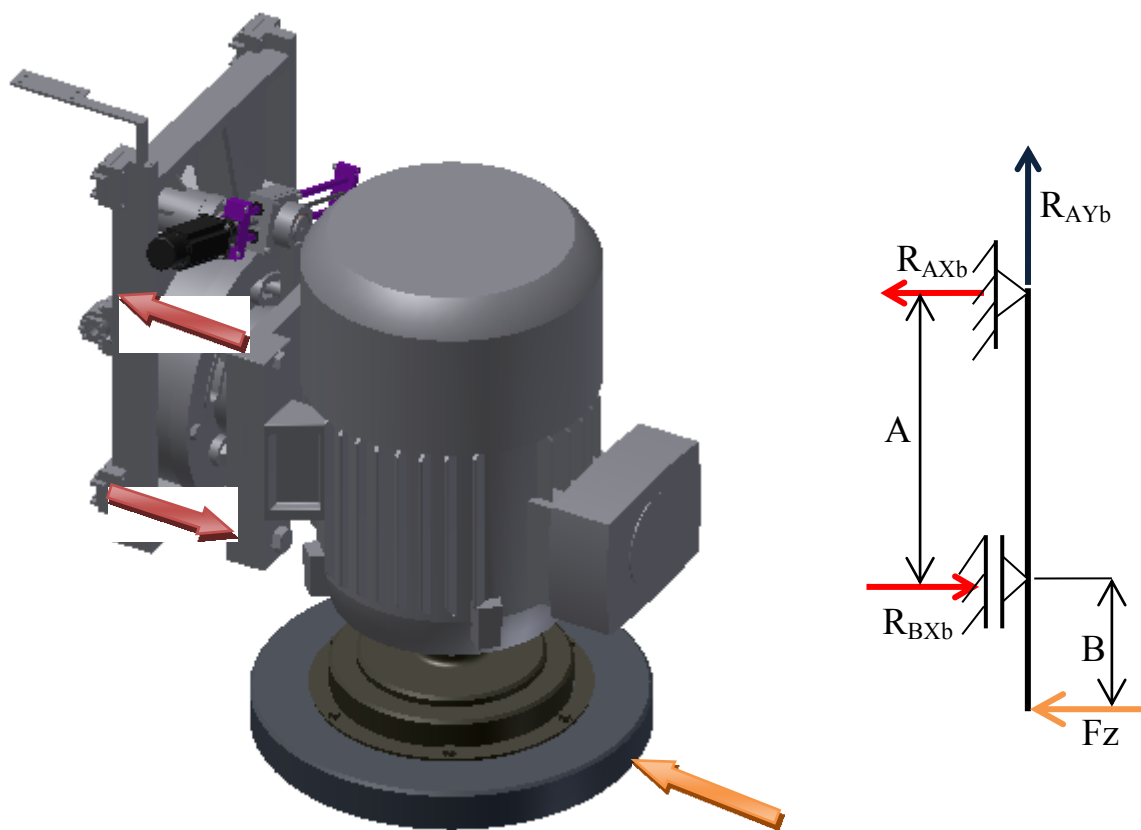
$$R_{AXa} \cdot A - G \cdot M = 0 \Rightarrow R_{AXa} = \frac{G \cdot M}{A}$$

$$R_{AXa} = \frac{4120,2 \cdot 0,219}{0,311}$$

$$R_{AXa} = 2901,4 \text{ N}$$

## 2. Reakce vzniklé při broušení

- Při najíždění materiálu na brusný kotouč, když broušící stroj vykonává práci vznikají další reakční síly



Obrázek 58 – Působíště reakčních sil na modelu brusky vlevo, rozklad sil vpravo

### Dané hodnoty pro výpočet:

$$A = 0,311 \text{ m}$$

$$B = 0,359 \text{ m}$$

$$F_Z = F_H + F_Y = 253,3 + 506,64 = 760 \text{ N} \text{ – Příloha č. 8 – Výpočet sil vzniklých při broušení}$$

$$\sum F_{Xb} = 0: \quad (38)$$

$$R_{AXb} - R_{BXb} + F_Z = 0 \Rightarrow R_{BXb}$$

$$R_{BXb} = R_{AXb} + F_Z$$

$$R_{BXb} = 877,3 + 760$$

$$R_{BXb} = 1637,3 \text{ N}$$

$$\sum F_{Yb} = 0: \quad (39)$$

$$R_{AYb} = 0$$

$$\sum M_{Bb} = 0: \quad (40)$$

$$R_{AXb} \cdot A - F_Z \cdot B = 0 \Rightarrow R_{AXb}$$

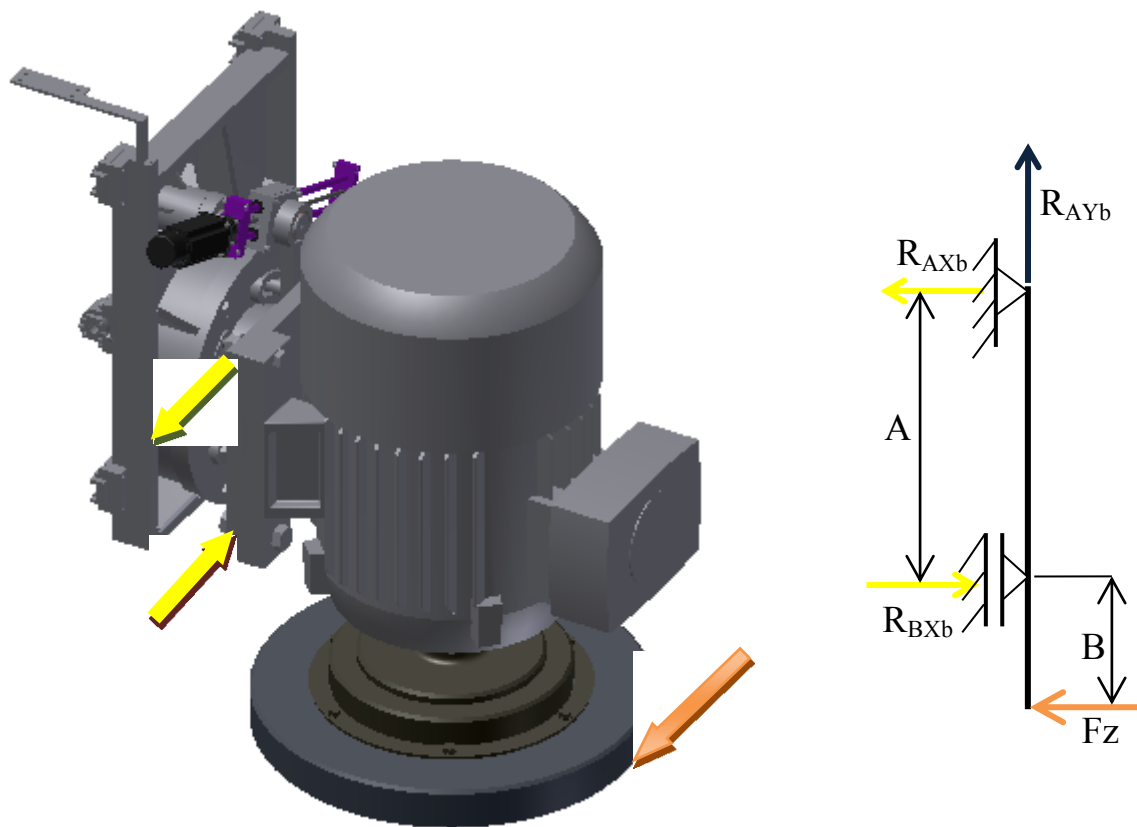
$$R_{BXb} = \frac{F_Z \cdot B}{A}$$

$$R_{AXb} = \frac{760 \cdot 0,359}{0,311}$$

$$R_{AXb} = 877,3 \text{ N}$$

### 6.4.2 Reakce působící v ose Y a Z

Reakce vzniklé při broušení



Obrázek 59 – Působíště reakčních sil na 3D modelu brusky vlevo, rozklad sil vpravo

Dané hodnoty pro výpočet:

$$A = 0,311 \text{ m}$$

$$B = 0,359 \text{ m}$$

$$F_x = F_v + F_z = 633,3 + 601,6 = 1235 \text{ N} - \text{Příloha č. 8 – Výpočet sil vzniklých při broušení}$$

$$\sum F_{Zc} = 0: \quad (41)$$

$$R_{AZc} - R_{BZc} + Fx = 0 \Rightarrow R_{BZc}$$

$$R_{BZc} = R_{AZc} + Fx$$

$$R_{BZc} = 1425,7 + 1235$$

$$R_{BZc} = 2660,7 \text{ N}$$

$$\sum F_{Yc} = 0: \quad (42)$$

$$R_{AYc} = 0$$

$$\sum M_{Bc} = 0: \quad (43)$$

$$R_{AZc} \cdot A - Fx \cdot B = 0 \Rightarrow R_{AZc}$$

$$R_{AZc} = \frac{Fx \cdot B}{A}$$

$$R_{AZc} = \frac{1235 \cdot 0,359}{0,311}$$

$$R_{AZc} = 1425,7 \text{ N}$$

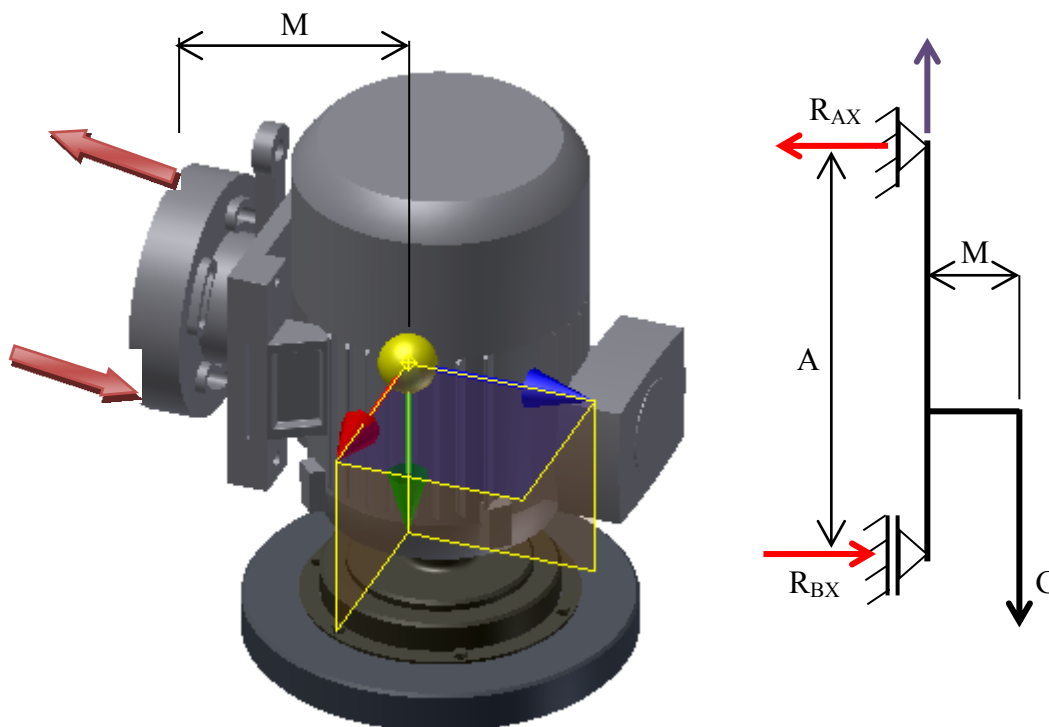


### 6.4.3 Výpočet celkového zatížení polohovacího zařízení

Aby bylo možno zvolit správný lineární modul s vhodným pohonem bylo zapotřebí vypočítat celkové zatížení daného modulu při naklápění broušicího kotouče.

Proto bylo nutno provést:

#### 1. Výpočet reakcí působících v otočné hlavici vzniklé gravitační silou



Obrázek 60 - Působíště reakčních sil na 3D modelu brusky vlevo, rozklad sil vpravo

**Dané hodnoty pro výpočet:**

$$A = 0,370 \text{ m}$$

$$M = 0,373 \text{ m}$$

$$m = 476 \text{ kg} = G = 476 \times 9,81 = 4670 \text{ N}$$

$$\sum F_X = 0: \quad (45)$$

$$R_{AX} - R_{BX} = 0 \Rightarrow R_{BX} = R_{AX}$$

$$R_{BX} = 4798,6 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0: \quad (46)$$

$$G - R_{AY} = 0 \Rightarrow R_{AY} = G$$

$$R_{AY} = 4670 \text{ N}$$

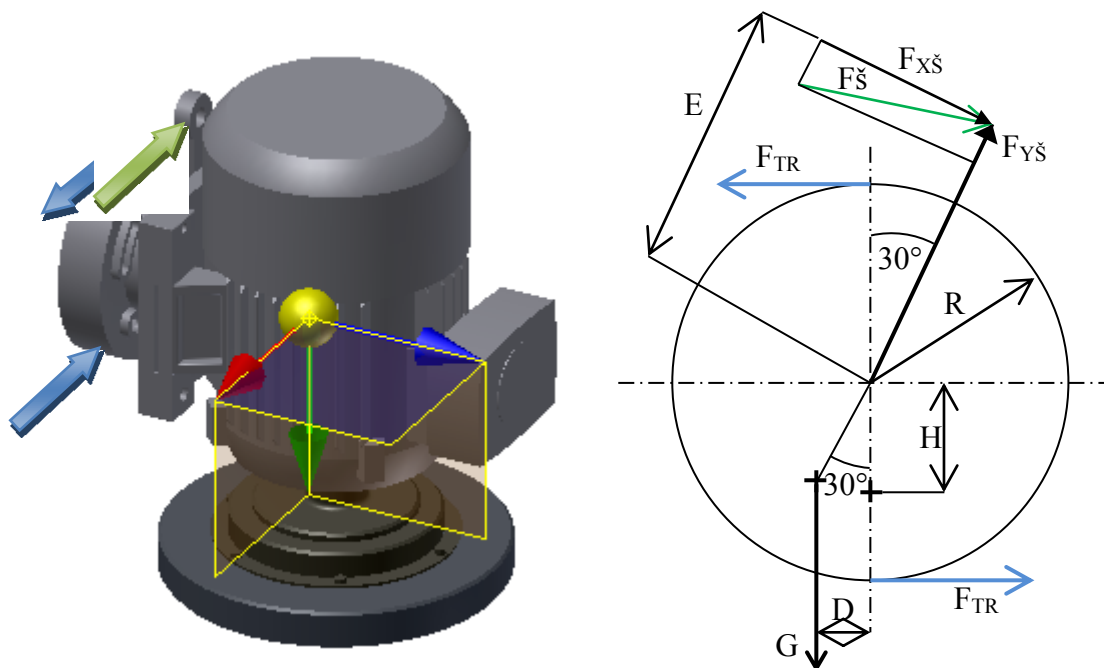
$$\sum M_B = 0: \quad (47)$$

$$R_{AX} \cdot A - G \cdot M = 0 \Rightarrow R_{AX} = \frac{G \cdot M}{A}$$

$$R_{AX} = \frac{4670 \cdot 0,373}{0,370}$$

$$R_{AX} = 4798,6 \text{ N}$$

## 2. Výpočet třecích sil a momentů při naklápění broušícího kotouče



Obrázek 61 - Působíště reakčních sil na 3D modelu brusky vlevo, rozklad sil vpravo

### Dané hodnoty pro výpočet:

$$R = 0,185 \text{ m}$$

$$H = 0,0521 \text{ m}$$

$$E = 0,275 \text{ m}$$

$$m = 476 \text{ kg} = G = 476 \times 9,81 = 4670 \text{ N}$$

$$M_1 = G \cdot D = 4670 \cdot 0,0261 = 121,9 \text{ Nm} \quad (48)$$

$$M_{TG} = T_2 \cdot R = 560,4 \cdot 0,185 = 103,7 \text{ Nm} \quad (49)$$

$$T_2 = G \cdot f = 4670 \cdot 0,12 = 560,4 \text{ Nm} \quad (50)$$

$$M_{TR} = T_3 \cdot 2R = 575,9 \cdot 0,37 = 213,1 \text{ Nm} \quad (51)$$

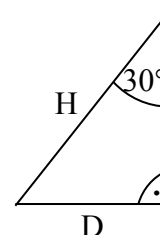
$$T_3 = F_{TR} \cdot f = 4798,6 \cdot 0,12 = 575,9 \text{ Nm} \quad (52)$$

$$F_{TR} = R_{BX} = R_{AX} = 4798,6 \text{ Nm} \quad (53)$$

### Výpočet vzdálenosti H:

$$\sin 30^\circ = \frac{D}{H} \Rightarrow D = \sin 30^\circ \cdot H \quad (54)$$

$$D = \sin 30^\circ \cdot 0,0521 = 0,0261 \text{ m}$$



Síla přenášená kuličkovým šroubem

Při výpočtu této síly bylo nutno vypočítat nejdříve X složku síly přenášené kuličkovým šroubem (viz obr. 61 síla  $F_{X\dot{s}}$ ).

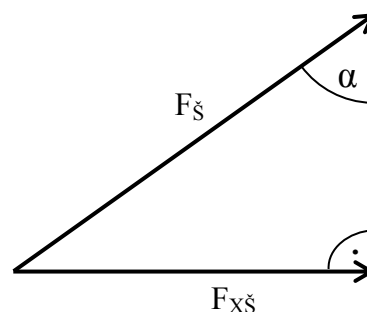
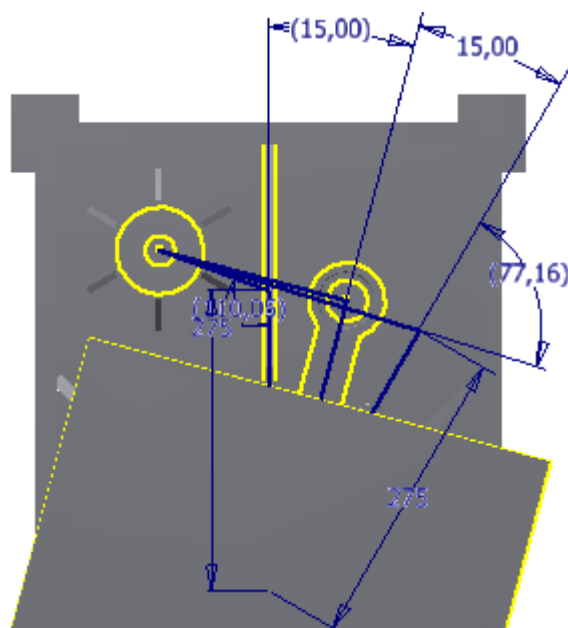
$$F_{X\dot{s}} \cdot E = M_{TG} + M_{TR} + M_1 \Rightarrow F_{X\dot{s}} \quad (55)$$

$$F_{X\dot{s}} = \frac{M_{TG} + M_{TR} + M_1}{E}$$

$$F_{X\dot{s}} = \frac{103,7 + 213,1 + 121,9}{0,275}$$

$$F_{X\dot{s}} = 1595,3 \text{ N}$$

Když je brusný kotouč vychýlen o  $15^\circ$ , což je polovina z celkového sklonu, svírá polohovací rameno se silou přenášenou kuličkovým šroubem  $F_{\dot{s}}$   $90^\circ$ . Potom platí, že když je brousicí kotouč vychýlen o  $30^\circ$  je tento úhel mezi silou  $F_{\dot{s}}$  a polohovacím ramenem menší  $77,16^\circ$ , a když je vychýlen o  $0^\circ$  je úhel mezi silou  $F_{\dot{s}}$  a polohovacím ramenem větší  $110,05^\circ$  (viz obr. 61 vpravo a 62 vlevo).



Obrázek 62 – Úhly mezi polohovacím ramenem a kuličkovým šroubem vlevo, rozklad sil vpravo

$$\sin \alpha = \frac{F_{X\dot{s}}}{F_{\dot{s}}} \Rightarrow F_{\dot{s}} = \frac{F_{X\dot{s}}}{\sin 77,16^\circ} \quad (56)$$

$$F_{\dot{s}} = \frac{1595,3}{\sin 77,16^\circ} = 1636,3 \text{ N}$$

- Síla vyvinutá kuličkovým šroubem musí být minimálně 1636,3 N

#### 6.4.4 Výsledné síly působící v jednotlivých osách

- Síla  $F_{AX}$  a  $F_{BX}$  zahrnuje všechny reakční síly působící v ose X:

$$F_{AX} = R_{AXa} + R_{AXb} = 2901,4 + 877,3 = 3778,7 \text{ N}$$

$$F_{BX} = R_{BXa} + R_{BXb} = 2901,4 + 1637,3 = 4538,7 \text{ N}$$

- Síla  $F_{AZ}$  a  $F_{BZ}$  zahrnuje všechny reakční síly působící v ose Z:

$$F_{AZ} = R_{AZc} = 1425,7 \text{ N}$$

$$F_{BZ} = R_{BZc} = 2660,7 \text{ N}$$

- Síla  $F_{AY}$  zahrnuje všechny reakční síly působící v ose Y:

$$F_{AY} = R_{AYa} = 4120,2 \text{ N}$$

- Sílu  $F_{AX}$  a  $F_{BX}$  bylo nutno vydělit dvěma, protože vystupují vždy ve dvojicích, (viz obr. 30). Taktéž sílu  $F_{AZ}$  a  $F_{BZ}$
- Sílu  $F_{AY}$  vydělit čtyřma, proto že ji zachycují čtyři šrouby kotvící motor s broušicím kotoučem na otočné hlavici.

$$F_{AX1} = 3778,7 / 2 = 1889,4 \text{ N}$$

$$F_{AY2} = 1030,1 \text{ N}$$

$$F_{AX2} = 1889,4 \text{ N}$$

$$F_{BY1} = 1030,1 \text{ N}$$

$$F_{BX1} = 4538,7 / 2 = 2269,4 \text{ N}$$

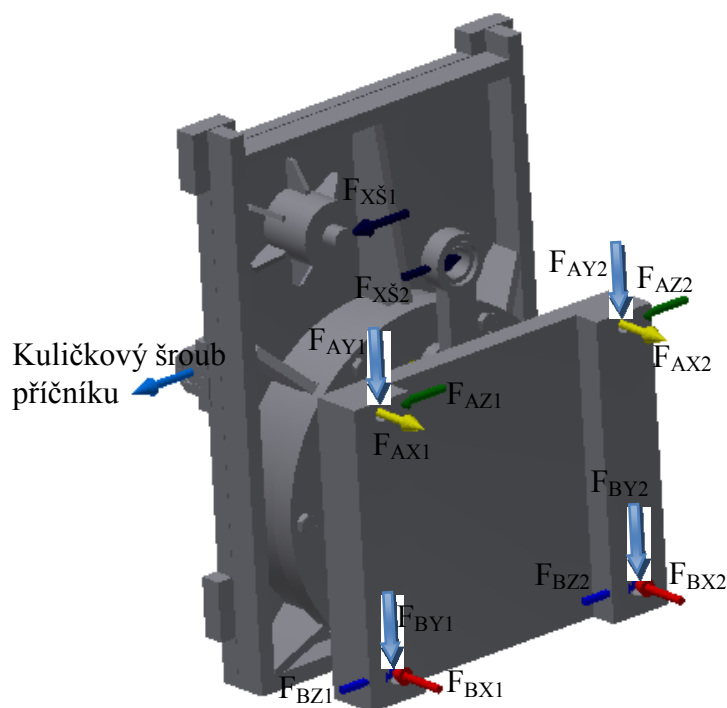
$$F_{BY2} = 1030,1 \text{ N}$$

$$F_{BX2} = 2269,4 \text{ N}$$

$$F_{X\dot{s}} = 1595,3 \text{ N}$$

$$F_{AY1} = 4120,2 / 4 = 1030,1 \text{ N}$$

$$F_{\dot{s}} = 1636,3 \text{ N}$$

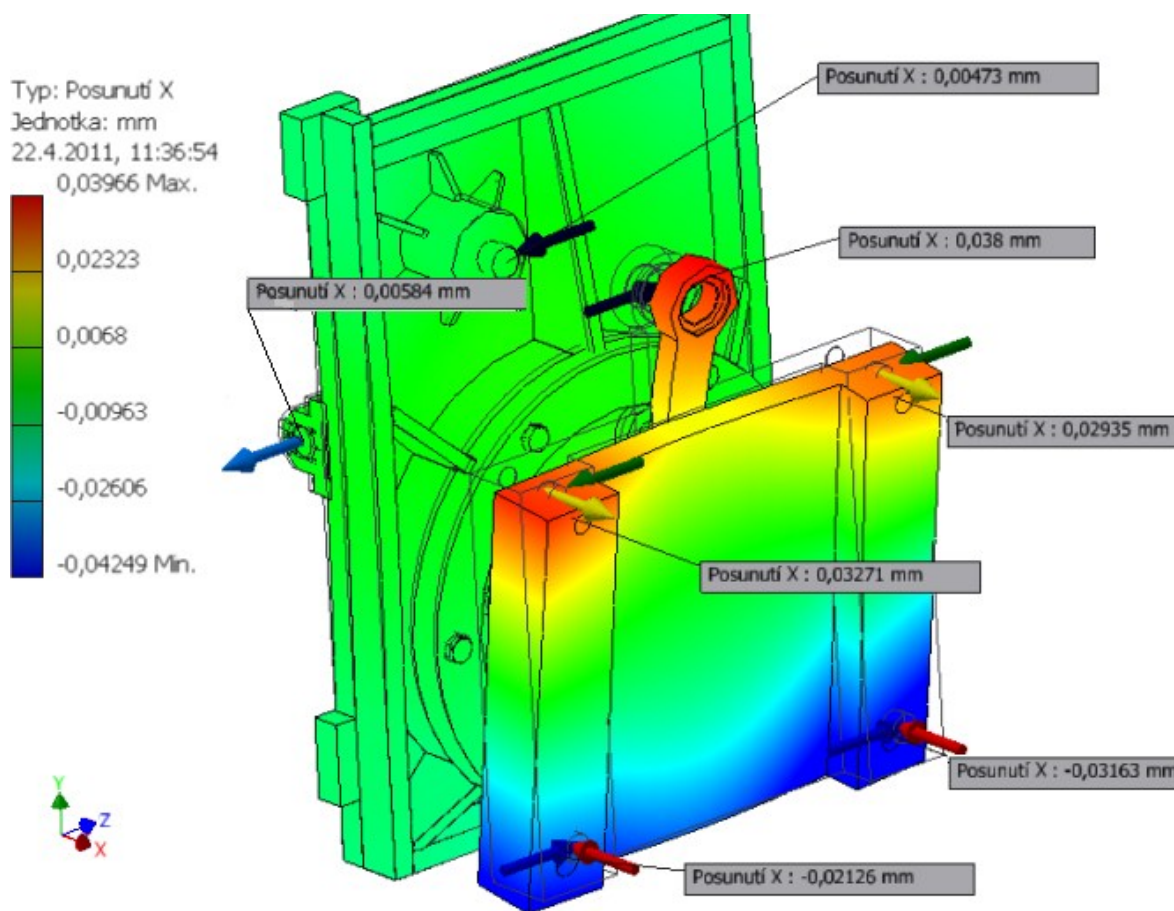


Obrázek 63 - Síly působící na otočnou hlavici horizontálního suportu, definováno pro MKP simulaci

## 6.5 Výsledky MKP simulací

- Pomocí MKP simulací bylo možno zjistit slabá místa otočné hlavice i polohovacího ramene a sondovat deformace při zatížení těchto součástí, které po zhodnocení výsledků mohly být dále upravovány do požadované finální podoby.

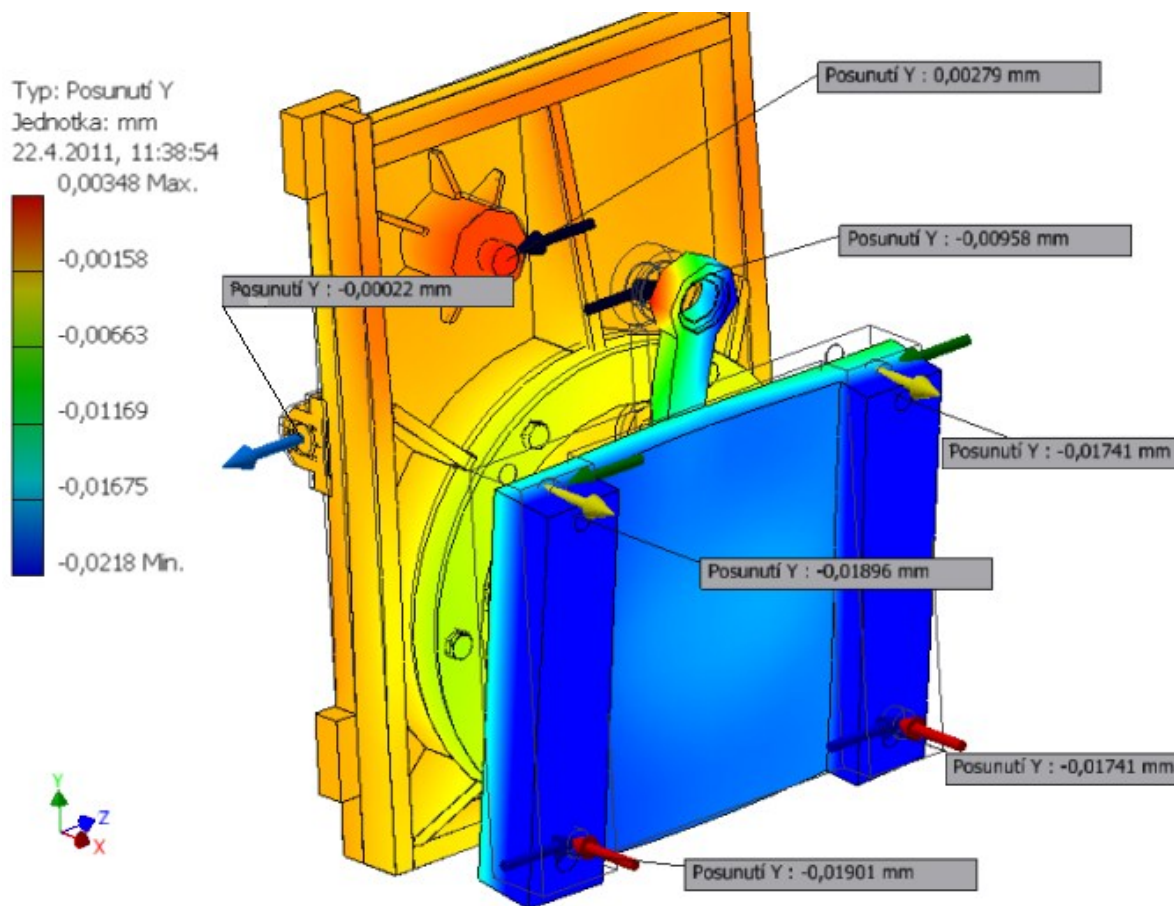
### 1. Posunutí v ose X



Obrázek 64 - Pružná deformace horizontálního suportu brusky BMD 800 prováděna v Inventoru 2011 od firmy Autodesk®

- Světle modré šipky působící v ose Y znázorněné na obr. 63, byly na obrázku 64 nahrazeny gravitační silou v simulačním programu, na tomto obrázku ji není vidět

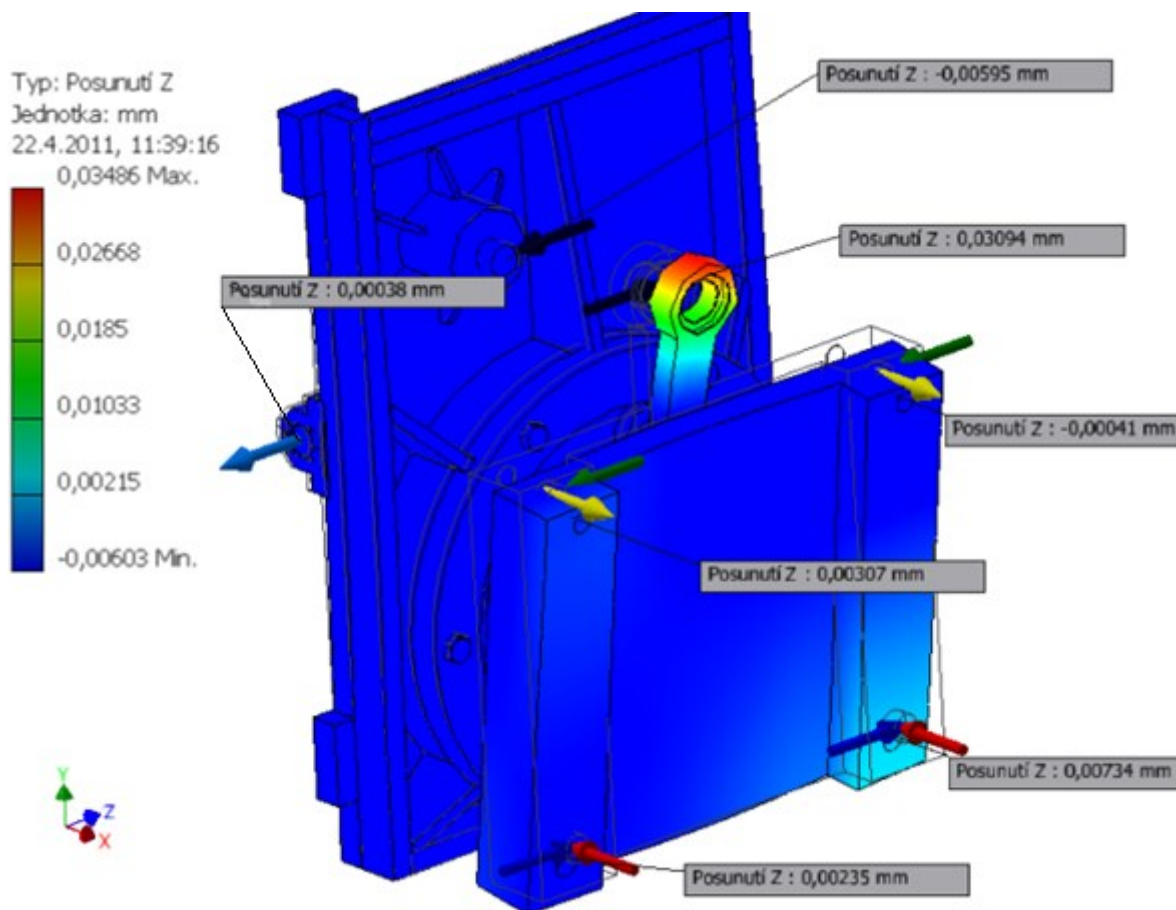
## 2. Posunutí v ose Y:



Obrázek 65 - Pružná deformace horizontálního suportu brusky BMD 800 prováděna v Inventoru 2011 od firmy Autodesk®

- Kdyby bylo nutno dosáhnout ještě větší přesnosti než je požadována dalo by se zpevňovat otočnou hlavici, která je nejvíce deformována, nějakými výztuhami nebo žebrováním.

### 3. Posunutí v ose Z:



Obrázek 66 - Pružná deformace horizontálního suportu brusky BMD 800 prováděna v Inventoru 2011 od firmy Autodesk®

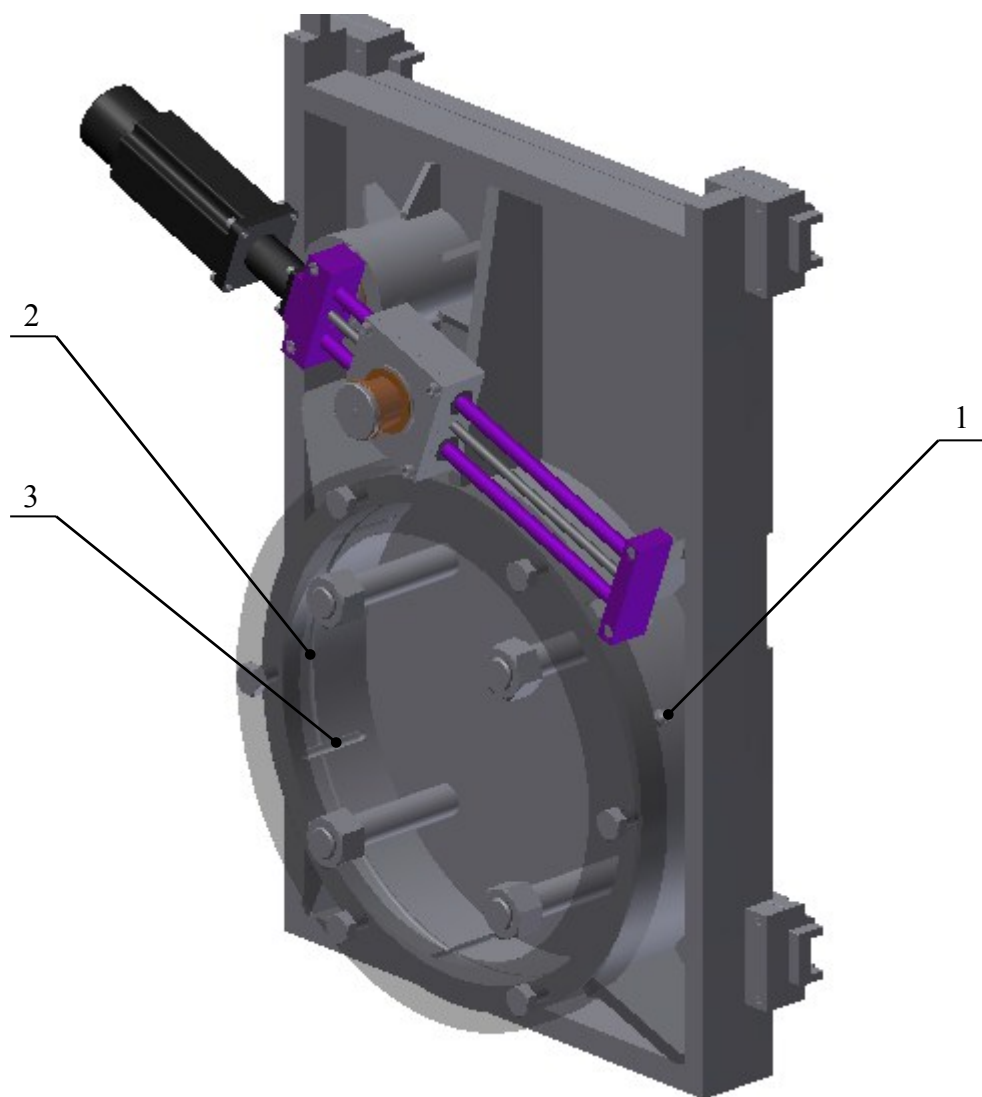
- V ose Z působí minimální zatížení, proto nejsou nějak znatelně výrazné deformace. Nejvíce deformovanou součástí (na obr. 66) je polohovací rameno, což je zřejmé z popisku sondy i ze zabarvení součástky.



## 6.6 Mazání otočné hlavice

Otočná hlavice se naklápí o  $30^\circ$  v ocelovém pouzdře vzniká tak poměrně velké tření uvážíme-li, že jde o těsný styk ocel na ocel a hmotnost otočné hlavice s motorem a brusným kotoučem je 476 kg, proto je vhodné mezi styčné plochy přivést nějaké mazivo.

Mazání je řešeno vyfrézováním drážek do ocelového pouzdra jednu po celém obvodu, tato drážka slouží k zásobování maziva šesti příčných drážek, které mazivo roztahují na větší plochu otočné hlavice.



Obrázek 67 – Popis mazacího systému otočné hlavice

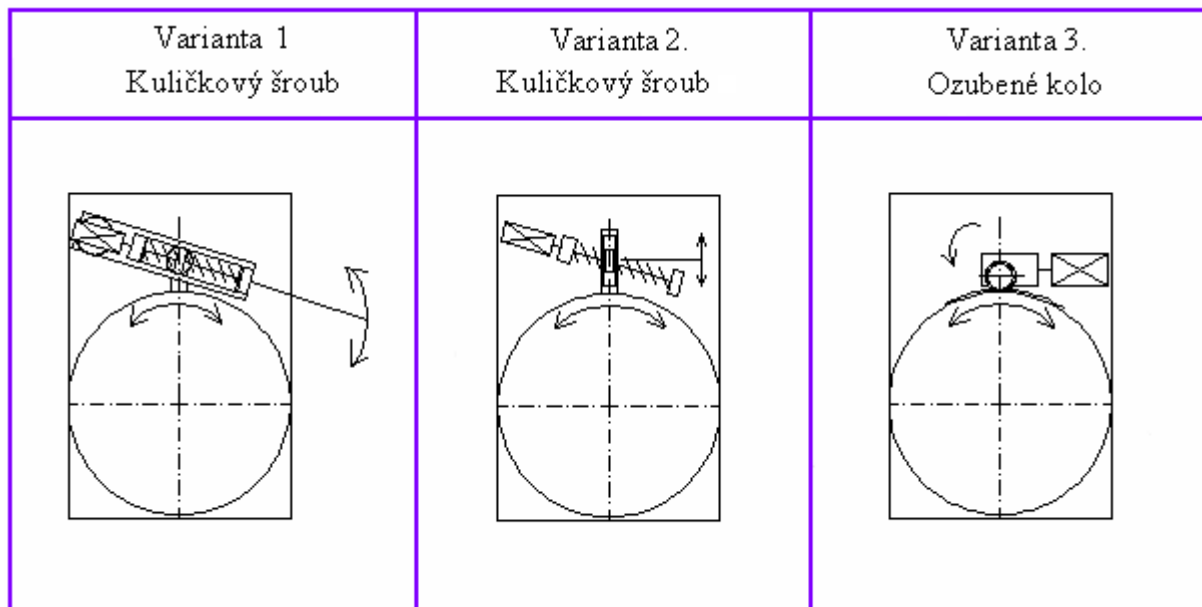
Popis mazacího systému otočné hlavice:

1. Maznice
2. Rozváděcí kanál po celém obvodu
3. Šest roztahovacích kanálů



## 6.7 Volba vhodného polohovacího zařízení pro otočnou hlavici

Zde se nabízelo více možností, zvažoval jsem nad jednotlivými variantami uvedené na obr. 68



Obrázek 68 – Varianty provedení naklápění otočné hlavy

Varianta 1. Je konstrukčně nejjednodušší a nezabírá moc prostoru. Lineární modul je ukotven na polohovacím rameni a základové desce kloubově pomocí kluzných ložisek.

Varianta 2. Možnost pevného uchycení šroubu na základovou desku a matici kulisově přichycenou k polohovacímu rameni je nevýhodná – šroub, při naklápění, je namáhán na ohyb, což ovlivňuje přesnost naklopení.

Varianta 3. Tato varianta pomocí motoru s převodovkou, pastorkem a ozubeným hřebem je dražší než předchozí dvě varianty a zabírá více prostoru.

Po zvážení všech kladů a záporů všech tří variant jsem jednoznačně zvolil variantu 1.

V příloze č. 13 uvádím list s vybraným lineárním modulem z katalogu firmy Bosh Rexroth

## **6.8 Volba vhodného pohonu pro horizontální suport**

- volím krokový motor VRDM 368 LWC
- výpočet mi poskytla firma Berger Lahr zabývající se pohony pro CNC obráběcí stroje a jejich řízením. Jednalo se o složitější výpočet pomocí speciálního software a simulací, které na požádání klienta tato firma vydává.
- řídicí systém je stejný jako u pohonu pro příčník a horizontální suport

V příloze č. 4 uvádím výpočet krokových motoru zaslaný firmou Berger Lahr

V příloze č. 6 uvádím zvolený řídicí systém zaslaný firmou Berger Lahr

V příloze č. 14 uvádím list s vybranou spojkou z katalogu firmy Berger Lahr

### **6.8.1 Zjednodušený výpočet krouticího momentu**

$$M_K = \frac{F_{\xi} \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88}$$

$$M_K = \frac{1636,3 \cdot 5}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88}$$

**Příloha č. 3. rovnice 2. 1. 2**

$$M_K = 1,479 \text{ Nm} = 1,48 \text{ Nm}$$

$F_{\xi}$  ... zatěžující síla počítána v kapitole 6.4.3 rovnici (56)

$P$  ... stoupání závitu kuličkového šroubu

0,88 ... účinnost kuličkového převodu

- Navržený motor má  $M_K = 1,5 \text{ Nm}$ .

## **7. Doplnky brousicího stroje BMD 800**

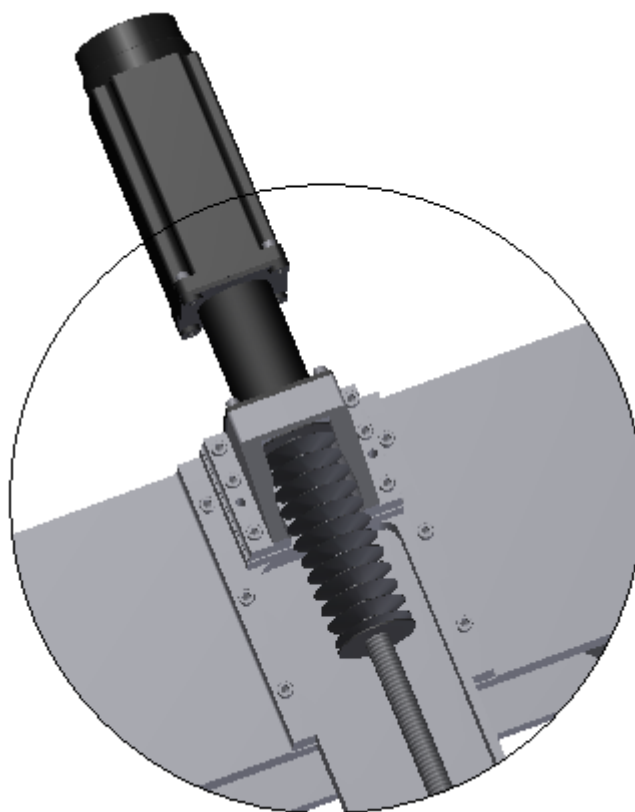
Tato kapitola obsahuje různé kosmetické doplňky jako např. krytování všech citlivých komponent, které po styku s různými nečistotami a prachem trátí své vlastnosti (přesnost, klidný a jemný chod atd.) jedná se zejména o kuličkové šrouby a lineární vedení.

Je zde zahrnuto i odsávání prachu vzniklého při broušení a volba mikrosplínačů.

### **7.1 Kryty kuličkových šroubů**

Informace o těchto krytech jsem hledal v katalozích různých firem. Nejvhodnější kryty po tomto případě se jeví výrobky firmy Tecnimetal. Možnosti kotvení, maximální délku roztažení a rezervu pro stlačení krytu jsem konzultoval se zaměstnancem firmy oddělení Konstrukce měchových krytů.

#### **1. Krytování vertikálního kuličkového šroubu**



**Obrázek 69 – Detailní ukázka měchového krytu vertikálního kuličkového šroubu na 3D modelu brusky**

V příloze č. 15 uvádím objednávkový list s parametry pro měchové kryty od firmy Tecnimetal

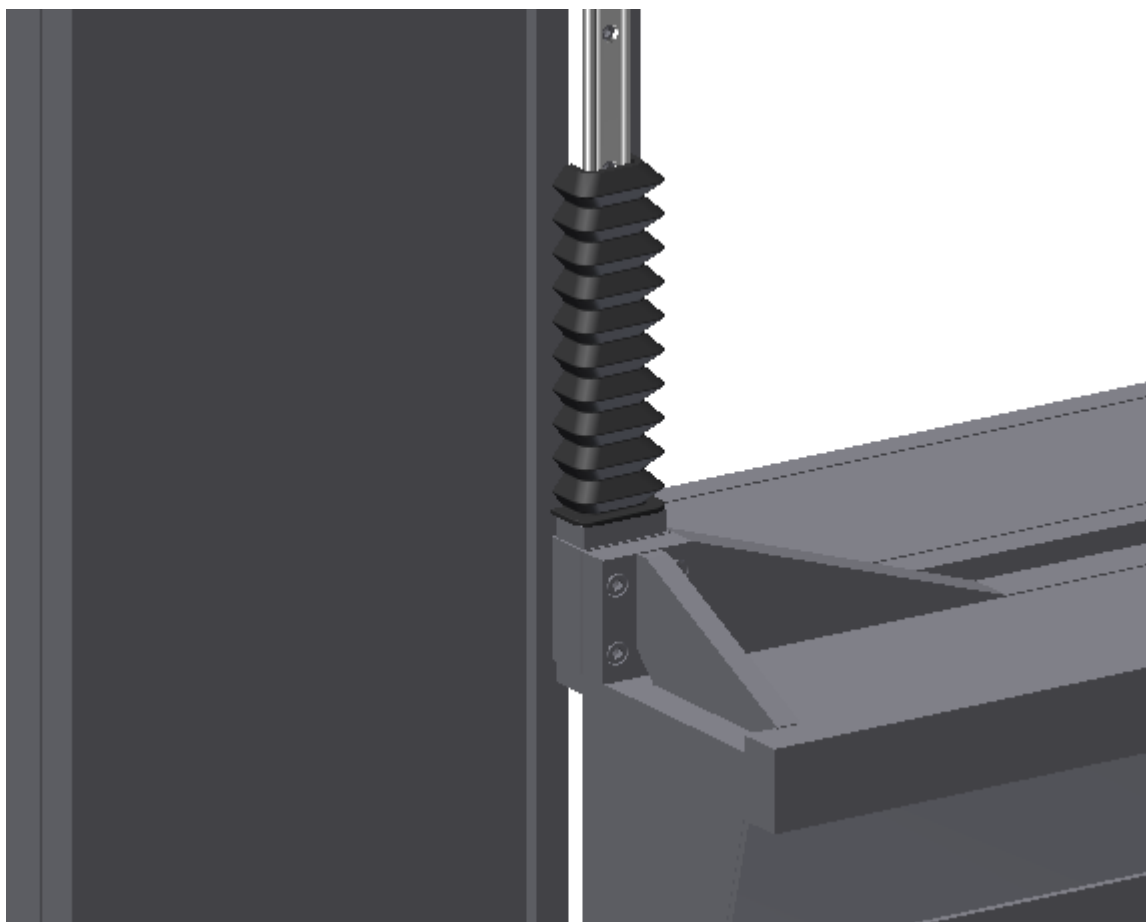
## 2. Krytování horizontálního kuličkového šroubu

Zde jsem jednal s firmou Tecnimetal, jestli uzavřené měchy kruhového průřezu, které mají uvedeny ve svých produktech, je možno použít i pro kuličkové šrouby uložené v horizontální poloze, jestli se nebudou zadrhávat při pohybu o zavít kuličkového šroubu nebo jestli se nevyskytnou nějaké jiné potíže. Na tento dotaz jsem dostal kladnou odpověď s doporučením na stejný typ jako u kuličkového šroubu vertikálního (viz obr. 69)

V příloze č. 16 uvádím objednávkový list s parametry pro měchové kryty od firmy Tecnimetal

## 7.2 Kryty lineárních vedení

Pro lineární vedení příčnicku uloženého vertikálně (viz obr. 70) i pro horizontální lineární vedení horizontálního suportu jsem zvolil prachovky JSN od firmy THK

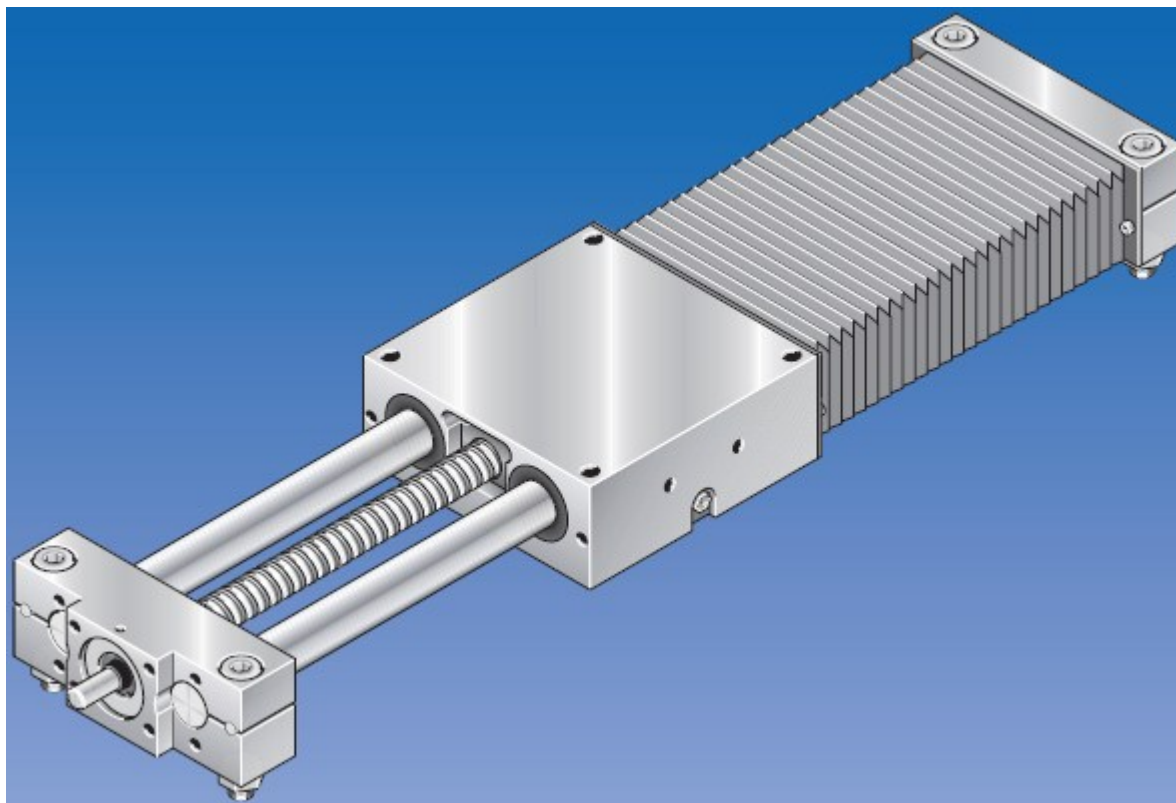


Obrázek 70 - Detailní ukázka prachovky JSN vertikálního lineárního vedení na 3D modelu brusky

V příloze č. 17 uvádím list s katalogu firmy THK – prachovky JSN a jejich výpočet

### **7.3 Kryt lineárního modulu pro naklápění otočné hlavice**

Tento lineární modul je nabízen bez krytů nebo kompletně zakryty. Broušicí stroj BMD 800 je vybaven odsávacím zařízením, takže veškerý prach vzniklý při broušení by měl být odsán, ale čím budou čistší styčné plochy lineárního modulu i kuličkových šroubů, tím jejich životnost vzroste. Volím kompletně krytý lineární modul.



**Obrázek 71 – Ukázka krytování lineárního modulu pro polohování otočné hlavice s brusným kotoučem**

### **7.4 Volba mikrospínačů**

Horní a spodní mikrospínače jsou bezpečnostní. Zamezuje styk pohyblivých a pevných částí brusky a tím ji chrání před nárazem suportu do pevně uložených radiálních domků.



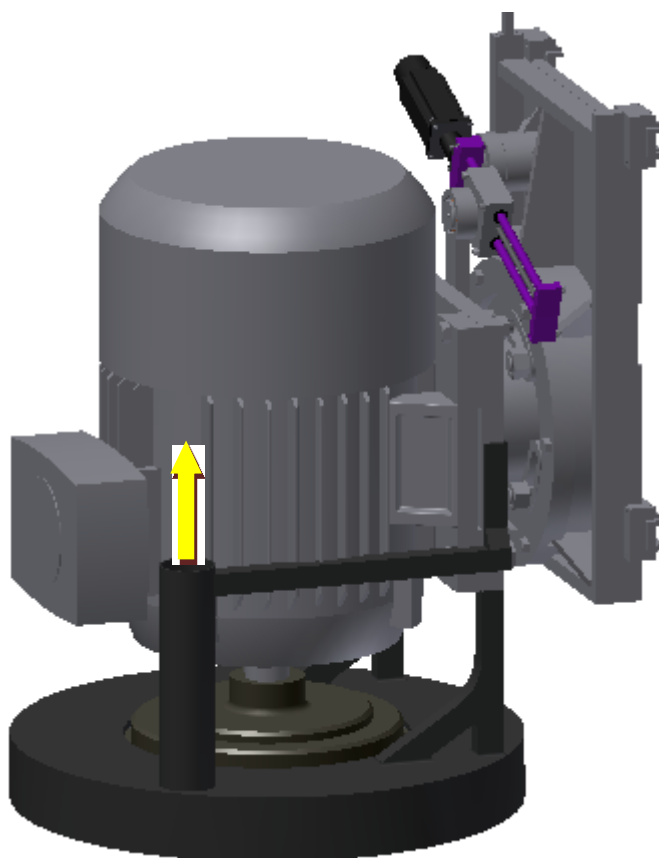
**Obrázek 72 – mikrospínač [5]**

V příloze č. 18 uvádím dokumentaci mikrospínače

## 7.5 Odsávání třísek

Broušicí stroj BMD 800 bude umístěn ve výrobní hale, tudíž se jedná o uzavřené prostředí, kde pracuje více dělníků. Je proto nemyslitelné, aby prach vzniklý při broušení nebyl odsáván.

Odsávací systém brusky BMD 800 bude stejný jako u jeho předchůdce brusky B 600, změnu podstoupily připojovací rozměry, které byly přizpůsobeny pro nově navrženou otočnou hlavici.



Obrázek 73 – detail odsávacího zařízení brusky BMD 800

Žlutá šipka udává směr odsávaných pilin a prachu (viz obr. 73) potrubí nad žlutou šipkou již není pevné, ale ohebné, aby se mohlo přizpůsobovat naklápění kotouče a polohování do jeho krajních úvratí.

**Parametry odsávání:** Výkon elektromotoru: 3 kW, 400 V, 50 Hz

Odsávací kapacita: 7900 m<sup>3</sup>/h

Objem odpadních plynů celkem: 1320 dm<sup>3</sup>

Odsávací rychlost: 24 m/s

## 8. Závěr

Úkolem bylo navrhnout kompletně nový brousicí stroj pro broušení magnezitových tvárnic. Firma, která mi zadala tento úkol již vyrobila jeden exemplář pro polský podnik ROPCZYCE s.a a to bruskou B 600. Tato bruska byla řízená pomocí hydraulických pohonů. Posuv suportů zajišťovaly hydraulické písty vybavené stěrači prachu zabráňující vniknutí nečistot na pracovní plochy. Vedení suportů bylo pomocí třecích ploch. Právě tento stroj byl předchůdcem mého návrhu brusky BMD 800.

Pro vypracování nové konstrukce brusky jsem obdržel požadavky, které jsem musel dodržet. Jedním s požadavku byla přesnost, minimální přesnost s jakou by brousicí stroj měl pracovat byla 0,3 mm. Dalším požadavkem bylo přizpůsobit konstrukci brusky tak, aby nenarušovala a neomezovala činnost příslušenství brusky v dané, předem navržené poloze. Příslušenstvím brusky rozumíme pásový dopravník, který slouží pro podávání delších magnezitových tvárnic pod brusný kotouč (viz kapitola 3.4 „Broušení magnezitových tvárnic“ obr. 17), otočný stůl, na kterém se obrábějí magnezitové tvárnice pouze čelně (viz kapitola 3.4 „Broušení magnezitových tvárnic“ obr. 16) a frézka sloužící pro drážkování a úpravu hran magnezitových tvárnic.

Při navrhování nové brusky jsem absolvoval průzkum na internetu, v odborné literatuře, časopisech a katalozích firem zabývajících se problematikou výroby obráběcích strojů, získal přehled a vypracoval literární a patentovou rešerši (viz kapitola 2 „Rámy obráběcích strojů – rešerše“). Dalším postupem bylo rozdělení brusky na tři hlavní části, pro každou část bylo nutné udělat potřebné výpočty, simulace, návrhy pohonů a příslušenství. V neposlední řadě zvolit název pro danou navrhovanou brusku: bruska BMD 800. V názvu jsou obsaženy některé parametry brousicího stroje – maximální průměr brousicího kotouče 800 mm.

V první části jsem se zabýval nosným rámem brusky, volbou provedení konstrukce. Pro představivost jsem si vypracoval dva 3D modely v kreslicím programu Inventor 2011 od společnosti Autodesk® (viz kapitola 4.1 „Možností konstrukčního řešení rámu“ obr. 18 a 19) a na základě požadovaných úkonů, které tento stroj má provádět jsem zvažoval jejich klady a zápory. Pro vybranou variantu následovalo absolvovat všechny výpočty reakcí působících na rám brusky způsobených hmotností příčnicku a horizontálního suportu a reakce vzniklé při broušení. Výpočtem těchto sil bylo možno určit okrajové podmínky v simulačním programu Inventor 2011 pro vykonání MKP simulací (metoda konečných prvků). Následoval výběr vhodných pohonů, kuličkových šroubů, spojek a řídicích

systému pro ovládání brusky. Pro správnou volbu pohonu (viz kapitola 4.2 „Konečná varianta rámu brusky BMD 800“ obr. 20, odkaz 10) jsem jednal s firmou Berger Lahr. Tato firma mi zaslala kompletní návrh vhodného pohonu i s odpovídajícím řídicím systémem. Jednalo se o výpočet a simulace pohonu ve speciálním softwaru, s kterým tato firma disponuje. Co se týče výběru kuličkového šroubu (viz kapitola 4.6 „volba vhodného šroubu“), výpočet jsem prováděl dle staršího katalogu firmy HIWI s.r.o. V novém katalogu tato firma nabízí zpřísněné výpočty kuličkových šroubů, tudíž podle nového katalogu mnou zvolený kuličkový šroub vychází svými parametry na hraně a právě proto bych doporučoval zvolit kuličkový šroub o řadu vyšší, konkrétně typ DEB 3205-R-5EF, jehož dynamická únosnost  $C_{dyn} = 20700 \text{ N}$ .

V druhé části se jednalo o příčník brousícího stroje BMD 800. Z předem navržených variant (viz kapitola 5.1 „Možnosti konstrukčního řešení příčníku“ obr. 35 a 36) volím vhodnější variantu a absolvuji s ní stejný typ výpočtu, jak tomu bylo u rámů brusky BMD 800.

Obsahem třetí části brusky BMD 800 byl horizontální suport s otočnou hlavicí. Kromě všech potřebných výpočtů, při kterých jsem postupoval stejně jako ve dvou předchozích částech a MKP simulací jsem zde musel řešit mazání otočné hlavice (viz kapitola 6.6 „Mazání otočné hlavice“). Při naklápění otočné hlavice o  $30^\circ$  v ocelovém pouzdře vzniká tak poměrně velké tření uvážíme-li, že jde o těsný styk ocel na ocel a hmotnost otočné hlavice s motorem a brusným kotoučem je 476 kg, proto je vhodné mezi styčné plochy přivést nějaké mazivo.

V poslední části se zabývám doplňkami brusky BMD 800. Jednalo se o ochranné pomůcky a odsávání chránící brusku, konkrétně její citlivá místa na prach a nečistoty, před rychlým opotřebením styčných ploch. Bez těchto doplňků by životnost brousícího stroje podstatně klesla.

Pohon brusného kotouče je motor 1LG4223-6AA60 od firmy Siemens a jeho parametry jsou stejné jako u předchozí brusky B 600.

Na základě svých poznatku z oblasti kuličkových šroubů náhrada původní hydrauliky přináší větší životnost, menší nároky na údržbu a menší hmotnost stroje.



**Literatura:**

- [1] <http://www.mmspektrum.com/clanek/nove-technologie>
- [2] [http://www.czspos.cz/akce/20100225.emo2009/13\\_stavba\\_nosnych\\_soustav.pdf](http://www.czspos.cz/akce/20100225.emo2009/13_stavba_nosnych_soustav.pdf)  
- Jan Smolík, Pavel Lysák, Jiří Hovorka, Ivan Diviš, Václava Lašová - Stavba nosných Soustav - Obráběcí stroje na EMO Milano 2009
- [3] <http://kovotech.kvalitne.cz/view.php?cislocclanku=2006032701>
- [4] Jiří MAREK a kolektiv, 2. rozšířené vydání: Konstrukce CNC obráběcích strojů, MM Průmyslové spektrum, speciální vydání, září 2006, 282 s., ISSN 1212-2572
- [5] <http://framag.com/index.cfm?seite=vorteil-hydropol-wissen&sprache=DE>
- [6] KUBÍČEK, J.: Základy stavby výrobních strojů, Obráběcí stroje, Západočeská univerzita v Plzni, 2001, 159 s., ISBN 80- 7082-710-6
- [7] BORSKÝ, V.: Základy stavby obráběcích strojů, skriptum ES VUT Brno, 2. vydání, Grafia Prostějov, 1991, 214 s., ISBN 80-214-0361-6
- [8] ONDRÁČEK, M.; LYSÁK, P.; HUDEC, J.; SMOLÍK, J.; HOLKUP, T.: Stavba nosných soustav, článek ve sborníku k bloku přednášek: Obráběcí stroje na EMO Hannover 2007, ČVUT v Praze, Fakulta strojní, listopad 2007, ISBN 978 - 80 - 903421 - 7 - 0
- [9] Doc. Ing. Karel Novotný, CSc. VÝROBNÍ STROJE A ZAŘÍZENÍ ČÁST TVÁŘECÍ STROJE, Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojírenské technologie, odbor tváření, Technická 2, 616 69 BRNO 2002.
- [10] SMOLÍK, J.: Přehled nekonvenčních materiálů a struktur pro stavbu obráběcích strojů, přednáška na jednodenním odborném semináři: Kompozity ve stavbě strojů, Společnost pro obráběcí stroje a ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Výzkumné centrum pro strojírenskou a výrobní technologii a techniku, 2007
- [11] VANĚK, J. Beton a přírodní žula při výrobě loží a rámů obráběcích strojů. MM Průmyslové spektrum [online]. 2003/5 [cit. 2008-03-27]. Dostupný z WWW:<http://www.mmspektrum.com/clanek/beton-a-prirodni-zula-pri-vyrobe-lozi-a-ramu-orablecich-stroju>
- [12] SMOLÍK, J.; NOVOTNÝ, O.; ONDRÁČEK, M.: Stavba málo hmotných tuhých dílů, článek ve sborníku přednášek ze semináře: Obráběcí stroje na EMO Hannover 2001, ČVUT v Praze, Fakulta strojní, listopad 2001, ISBN 80 -238-7849-2

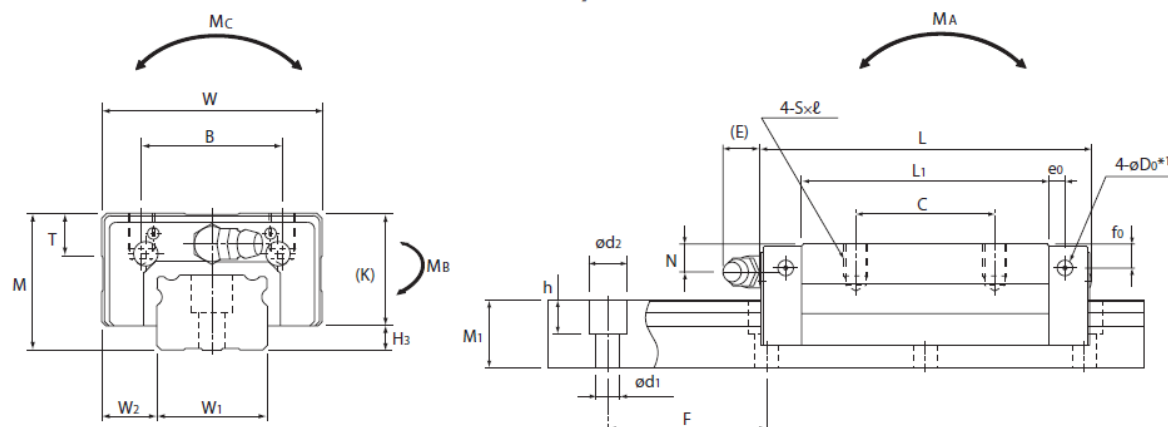
**Seznam příloh**

- Příloha č. 1 - List z katalogu lineárních vedení firmy THK (kapitola rám)
- Příloha č. 2 - List z katalogu kuličkových šroubu firmy HIWIN s.r.o (kapitola rám)
- Příloha č. 3 - Přehled výpočtů kuličkových šroubů z katalogu firmy HIWIN s.r.o.
- Příloha č. 4 - Výpočet pohonů zaslaný firmou Berger Lahr
- Příloha č. 5 – Cenová nabídka pohonu s příslušenstvím od firmy Berger Lahr (kapitola rám)
- Příloha č. 6 - Zvolený řídicí systém z nabídky firmy Berger Lahr
- Příloha č. 7 - List s vybranou spojkou z katalogu firmy Berger Lahr (kapitola rám)
- Příloha č. 8 – Výpočet sil vzniklých při broušení
- Příloha č. 9 - List z katalogu lineárních vedení firmy THK (kapitola příčník)
- Příloha č. 10 - List z katalogu kuličkových šroubu firmy HIWIN s.r.o (kapitola příčník)
- Příloha č. 11 – Cenová nabídka pohonu s příslušenstvím od firmy Berger Lahr (kapitola příčník)
- Příloha č. 12 – List s vybranou spojkou z katalogu firmy Berger Lahr (kapitola příčník)
- Příloha č. 13 – List s vybraným lineárním modulem z katalogu firmy Bosh Rexroth (kapitola horizontální suport)
- Příloha č. 14 – List s vybranou spojkou z katalogu firmy Berger Lahr (kapitola horizontální suport)
- Příloha č. 15 – Objednávkový list s parametry pro měchové kryty firmy TECNIMET (kapitola doplňky)
- Příloha č. 16 - List z katalogu firmy THK – prachovky JSN (kapitola doplňky)
- Příloha č. 17 – celková přesnost Brusky BMD 800 znázorněná graficky
- Příloha č. 18 – výkresová dokumentace – A0 – wis 013 - 1
- Příloha č. 19 – výkresová dokumentace – A0 – wis 013 - 2

## Příloha 1 – List s katalogu lineárních vedení firmy THK

## Modely SNS-R/SNS-LR

## Tabulka rozměrů modelů SNS-R/SNS-LR



Velikost	Vnější rozměry			Rozměry vozíku												H <sub>3</sub>
	Výška	Šířka	Délka	B	C	S×ℓ	L <sub>1</sub>	T	K	N	f <sub>0</sub>	E	e <sub>0</sub>	D <sub>0</sub>	Maznice	
	M	W	L													
SNS 25R SNS 25LR	31	50	83,6 102,8	32	35 50	M6×8	62,4 81,6	9,7	25,5	7	6	12	4	3,9	B-M6F	5,5
SNS 30R SNS 30LR	38	60	98 120,5	40	40 60	M8×10	72,1 94,6	9,7	31	7	7	12	6,5	3,9	B-M6F	7
SNS 35R SNS 35LR	44	70	110,3 135,8	50	50 72	M8×12	79 104,5	11,7	35	8	8	12	6	5,2	B-M6F	9
SNS 45R SNS 45LR	52	86	139 171,8	60	60 80	M10×17	105 137,8	14,7	40,4	10	8	16	8,5	5,2	B-PT1/8	11,5
SNS 55R SNS 55LR	63	100	163,3 200,5	65	75 95	M12×18	123,6 160,8	17,7	49	11	10	16	10	5,2	B-PT1/8	14
SNS 65R SNS 65LR	75	126	186,4 246,4	76	70 110	M16×20	143,6 203,6	21,6	60	16	15	16	9	8,2	B-PT1/8	15
SNS 85LR	90	156	302,8	100	140	M18×25	251	27,3	73	20	20	16	10	8,2	B-PT1/8	17

Jednotka: mm

Rozměry lineární kolejnice						Základní jmenovité zatížení		Povolený statický moment kNm <sup>13</sup>						Hmotnost	
Šířka W <sub>1</sub> 0 -0,05	W <sub>2</sub>	Výška M <sub>1</sub>	Rozteč F	d <sub>1</sub> ×d <sub>2</sub> ×h	Délka Max <sup>2</sup>	C	C <sub>0</sub>	Ma	Mb	Mc	Md	Md	Md	Vozík	Lineární kolejnice
						kN	kN	1 vozík	2 vozíky	1 vozík	2 vozíky	1 vozík	2 vozíky	kg	kg/m
25	12,5	17	40	6×9,5×8,5	2500	37	61	0,544	2,88	0,504	2,67	0,648	0,4	0,4	3,1
28	16	21	80	7×11×9	3000	52	81	0,821	4,5	0,761	4,17	0,962	0,7	0,7	4,4
34	18	24,5	80	9×14×12	3000	69	110	1,27	6,81	1,17	6,32	1,56	1	1,4	6,2
45	20,5	29	105	14×20×17	3090	101	167	2,63	12,7	2,43	11,8	3,15	1,9	2,4	9,8
53	23,5	36,5	120	16×23×20	3060	136	225	3,96	20,4	3,67	19	4,97	3,1	4	14,5
63	31,5	43	150	18×26×22	3000	199	315	6,4	32,7	5,93	30,3	8,24	5,6	8	20,5
85	35,5	48	180	24×35×28	3000	422	679	23,9	112	22,1	104	23,7	14,8	29,5	29,5

## Poznámka

\*1 Předvrtané otvory na boční maznice nejsou provrtané skrz, aby se do výrobku nemohly dostat nečistoty. THK namontuje maznice podle vašeho požadavku. Nepoužívejte proto předvrtané otvory na boční maznice k jiným účelům, než je osazení maznic.

\*2 Maximální délka uvedená ve sloupci „Délka“ označuje standardní maximální délku lineární kolejnice.

\*3 Povolený statický moment: 1 vozík: hodnota povoleného statického momentu s 1 vozíkem

2 vozíky: hodnota povoleného statického momentu se 2 vozíky v těsném vzájemném kontaktu

## Příloha č. 2 - List z katalogu kuličkových šroubu firmy HIWIN s.r.o

## Kuličkové šrouby

### Přesně okružované

2.5 Jednoduchá matice přírubová

Označení	ds	P	D g6	D1	D2	D3	Uspořá- dání otvorů	L	L1	L2	L3	S	B	dk	C <sub>dyn</sub> [N]	C <sub>0</sub> [N]	Hmotnost (kg)
DEB1605-R-3EF	16	5	28	48	38	5,5	1	40	10	10	5	M6	40	13,5	9600	12700	0,17
DEB2005-R-4EF	20	5	36	58	47	6,6	1	52	10	10	5	M6	44	17,5	13900	21800	0,29
DEB2505-R-4EF	25	5	40	62	51	6,6	1	52	10	10	5	M6	48	22,5	15600	27900	0,31
DEB2510-R-3EF	25	10	40	62	51	6,6	1	65	10	16	5	M6	48	21	24100	36200	0,35
DEB3205-R-5EF	32	5	50	80	65	9	1	60	12	10	6	M6	62	29,5	20700	43900	0,66
DEB3210-R-4EF	32	10	50	80	65	9	1	85	14	16	7	M6	62	27,8	40900	63200	0,82
DEB3220-R-2EB	32	20	50	80	65	9	1	80	14	16	7	M6	62	27,8	20300	26800	0,66
DEB4005-R-5EF	40	5	63	93	78	9	2	69	14	10	7	M8x1	70	37,5	22500	54600	1,12
DEB4010-R-4EF	40	10	63	93	78	9	2	88	14	16	7	M8x1	70	35,8	46800	82600	1,12
DEB4020-R-2EB	40	20	63	93	78	9	2	88	14	16	7	M8x1	70	35,8	23800	36400	1,13
DEB5005-R-5EF	50	5	75	110	93	11	2	69	16	10	8	M8x1	85	47,5	24900	69800	1,44
DEB5010-R-4EF	50	10	75	110	93	11	2	98	16	16	8	M8x1	85	45,8	52800	106800	1,61
DEB5020-R-3EB	50	20	75	110	93	11	2	114	16	16	8	M8x1	85	45,8	40000	76200	1,91
DEB6310-R-6EF	63	10	90	125	108	11	2	120	18	16	9	M8x1	95	58,8	84700	210800	2,98
DEB6320-R-4EP	63	20	95	135	115	13,5	2	150	20	25	10	M8x1	100	55,4	105000	250000	3,83
DEB6320-R-5EP	63	20	95	135	115	13,5	2	175	20	25	10	M8x1	100	55,4	125000	300000	4,3
DEBH6320-R-6GP	60	20	125	165	145	13,5	2	170	25	25	12	M8x1	130	50,2	230000	600000	9,4
DEB8010-R-6EF	80	10	105	145	125	13,5	2	120	20	16	10	M8x1	110	75,8	93400	269200	3,13
DEB8020-R-4EP	80	20	125	165	145	13,5	2	160	25	25	12	M8x1	130	72,4	135000	322000	7,95
DEB8020-R-5EP	80	20	125	165	145	13,5	2	175	25	25	12	M8x1	130	72,4	161500	398000	9,25

### Příloha č. 3 - Přehled výpočtů kuličkových šroubů z katalogu firmy HIWIN s.r.o.

#### 2.1.1 Jmenovitá životnost kuličkových šroubů

$$L = \left( \frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60}$$

$L$	jmenovitá životnost v otáčkách
$L_h$	jmenovitá životnost v hodinách
$C_{dyn}$	dynamická únosnost (N)
$F_m$	střední zatížení (N)
$n_m$	střední otáčky ( $\text{min}^{-1}$ )

#### 2.1.2 Výpočet hnacího kroutícího momentu

Hnací kroutící moment pro převod rotačního pohybu na přímočarý

$$M = \frac{F \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta}$$

- $M$  - hnací kroutící moment [Nm]  
 $F$  - axiální síla působící na matici [ $\text{min}^{-1}$ ]  
 $P$  - stoupání kuličkového závitu [mm]  
 $\eta$  - účinnost (standardně 0,88)

## Příloha č. 4 - Výpočet pohonu příčnicku zaslaný firmou Berger Lahr

Technická univerzita v Liberci

Project: centrifuga

## Power Circuit Wiselka

Name	Wiselka
Max. current controllers (accumulated)	42 A
Eff. current controllers (accumulated)	13 A
Peak current in circuit	4.59819 A
Eff. current in circuit	4.15109 A
DC circuits and bleeders in parallel	No
Number of %s	0
Max. DC-Bus current	0 A
Eff. DC- Bus current	0 A

## Bleeder Power Braking Power - Axis Horizontal

Internal braking resistor	40 W
Occurring braking power	0 W
External braking resistor	0 W

## Bleeder Power Braking Power - Axis vertikál

Internal braking resistor	100 W
Occurring braking power	0 W
External braking resistor	0 W

Technická univerzita v Liberci

Project: centrifuga



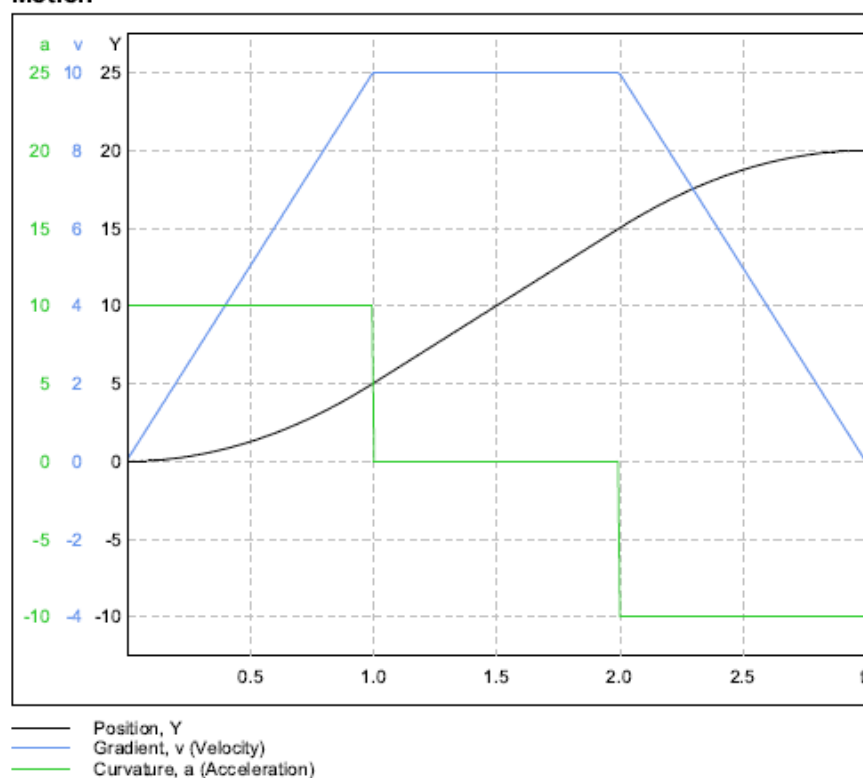
## 5.1

## Axis Horizontal

## 5.1.1

## Definitions


## Motion



**Segment Description**

Name	
Idle Time	
Max. Acceleration	
Max. Deceleration	
Additional Load	
Velocity	10 mm/s
t acc	1 s
t const	1 s
t dec	1 s
End Velocity	0 mm/s
Direction	Positive
Velocity Profile	Linear

**Mechanic**

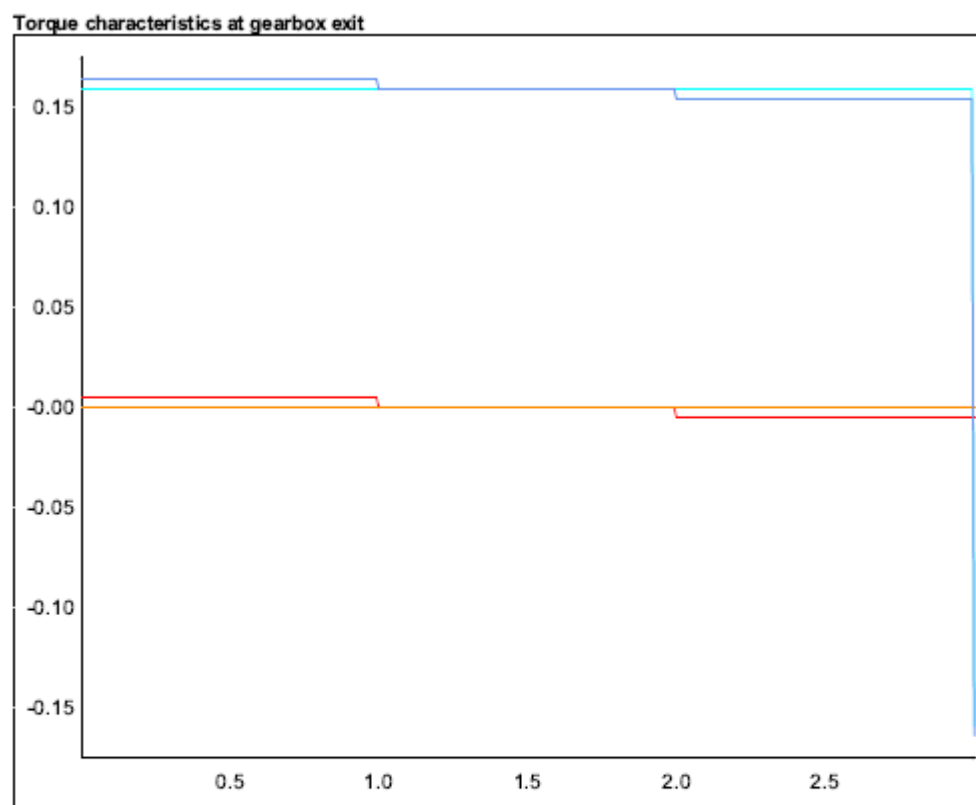
Mechanic	Parameter	Value
	Pitch	5 mm
	m Load	600 kg
	General Inertia	0 kgcm <sup>2</sup>
	F Friction	200 N
	F Static	0 N
	F Viscose	0 N/(m/s)
	Inclination angle	0 °

**5.1.2****Result****Gear**

Parameter	Value
Gear Type	No Gear
i Main Gear	1
Dinputshaft Gear	100 mm
Reserve M rated	0 %
Reserve M emergency	0 %
Additional Gear	No
Reserve n rated	0 %



**Motor**

Parameter	Value
Servo Motor Type	BMH1001PxxAxx
Category	BMH
Controller	LXM32AD12N4 (400V)
Reserve n max	0 %
Reserve M rated	0 %
Reserve M max	0 %
Brake	No
Rated voltage (controller)	400 V
Phases main circuit	(don't care)

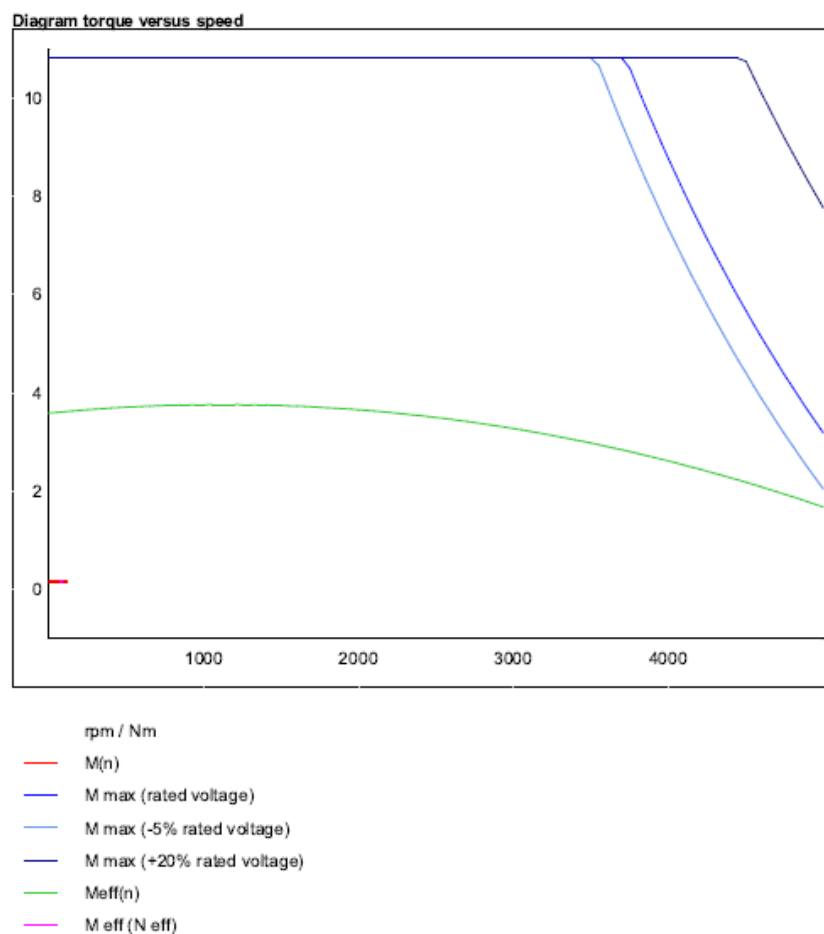


t / Nm

- MLoadStatic
- MLoadViscos
- Mdyn
- MLoadPhi
- MLoadFriction
- Additional Load
- MLoadGes

Parameter	Values at load (gearbox exit)	Values at motor shaft (red.load + gearbox + motor + brake)	Max values motor-controller
			
vel max	10 mm/s		
acc max	10 mm/s <sup>2</sup>		
alpha max	12.5664 rad/s <sup>2</sup>	12.5664 rad/s <sup>2</sup>	
Peak torque	0.16393 Nm	0.167933 Nm	10.8 Nm
M eff	0.159437 Nm	0.162713 Nm	3.60515 Nm
JLoad	3.79954 kgcm <sup>2</sup>	3.79954 kgcm <sup>2</sup>	3.186 kgcm <sup>2</sup>
Jload/Jmotor		1,19258	
n max	120 rpm	120 rpm	5000 rpm
N eff	80.2216 rpm	80.2216 rpm	
MGear emergency			





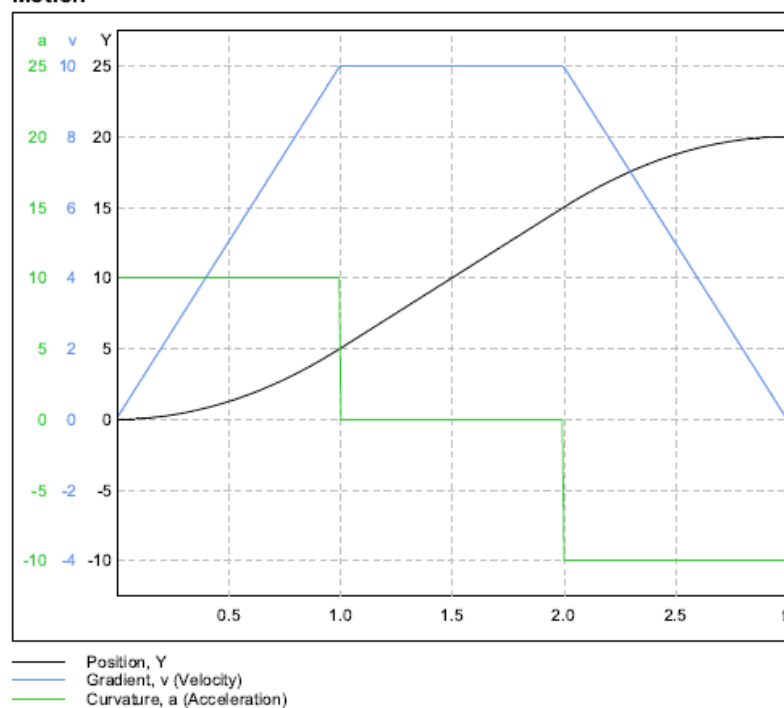
Technická univerzita v Liberci

Project: centrifuga

Telemecanique

## 5.2 Axis vertikál


### 5.2.1 Definitions Motion



**Segment Description**

Name	
Idle Time	
Max. Acceleration	
Max. Deceleration	
Additional Load	
Velocity	10 mm/s
t acc	1 s
t const	1 s
t dec	1 s
End Velocity	0 mm/s
Direction	Positive
Velocity Profile	Linear

**Mechanic**

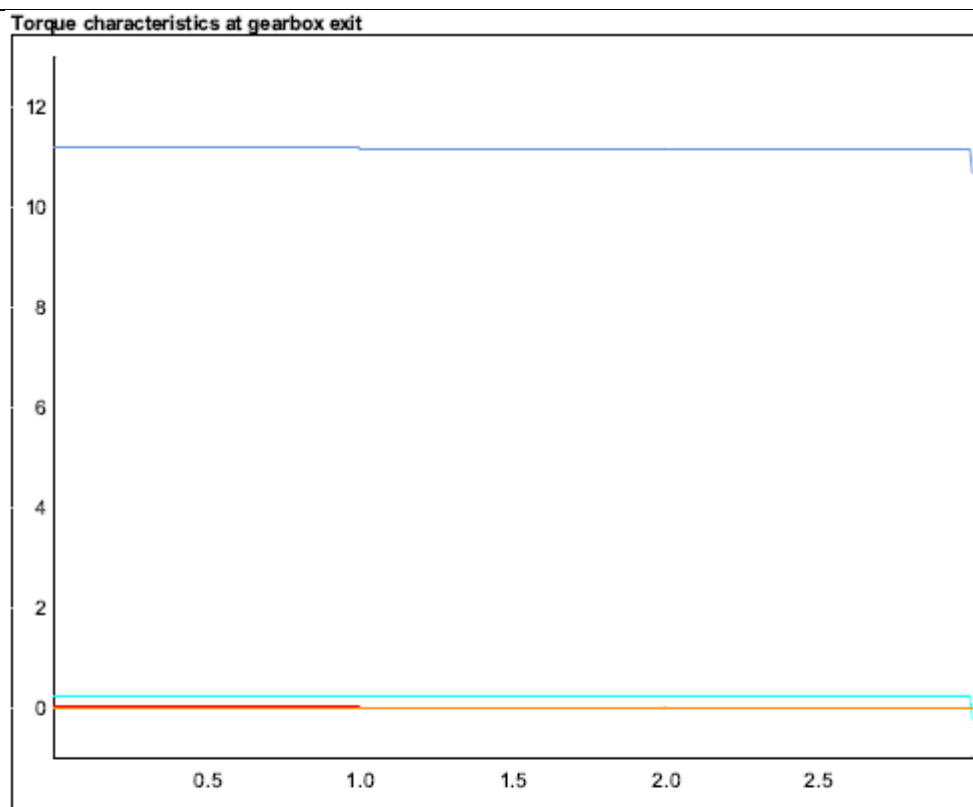
Mechanic	Parameter	Value
	Pitch	5 mm
	m Load	1400 kg
	General Inertia	0 kgcm <sup>2</sup>
	F Friction	300 N
	F Static	0 N
	F Viscose	0 N/(m/s)
	Inclination angle	90 °

**Result****Gear**

Parameter	Value
Gear Type	No Gear
i Main Gear	1
Dinputshaft Gear	100 mm
Reserve M rated	0 %
Reserve M emergency	0 %
Additional Gear	No
Reserve n rated	0 %

**Motor**

Parameter	Value
Servo Motor Type	BMH1401PxxAxx
Category	BMH
Controller	LXM32AD30N4 (400V)
Reserve n max	0 %
Reserve M rated	0 %
Reserve M max	0 %
Brake	No
Rated voltage (controller)	400 V
Phases main circuit	(don't care)



t / Nm

- MLoadStatic
- MLoadViscos
- Mdyn
- MLoadPhi
- MLoadFriction
- Additional Load
- MLoadGes



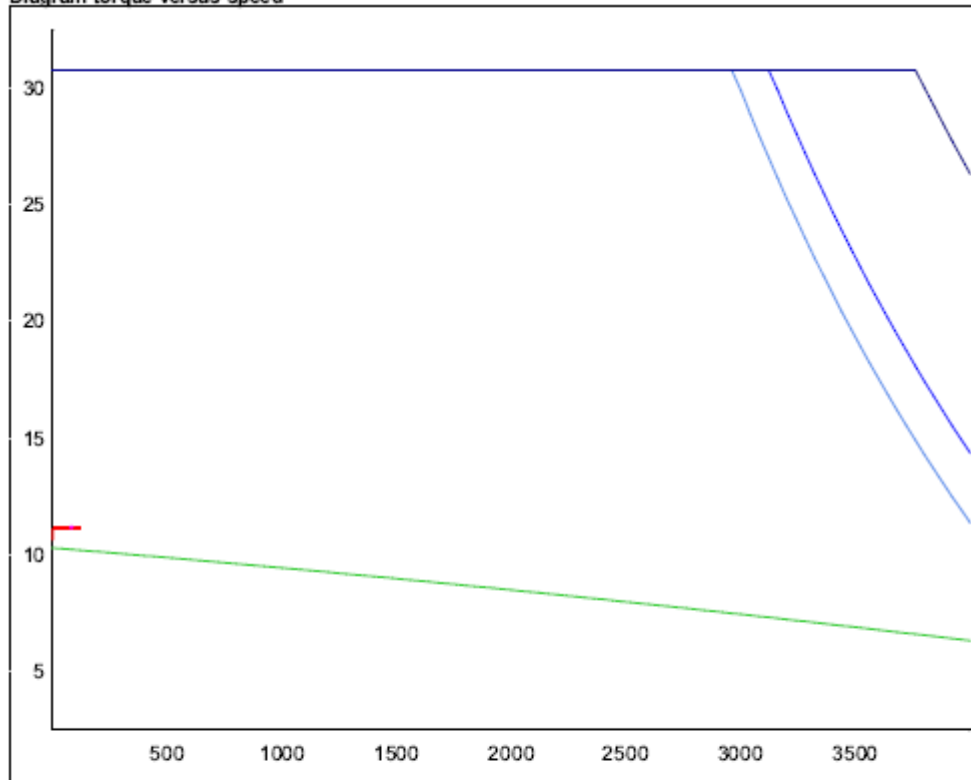
Parameter	Values at load (gearbox exit)	Values at motor shaft (red.load + gearbox + motor + brake)	Max values motor-controller
			
vel max	10 mm/s		
acc max	10 mm/s <sup>2</sup>		
alpha max	12.5664 rad/s <sup>2</sup>	12.5664 rad/s <sup>2</sup>	
Peak torque	11.1753 Nm	11.196 Nm	30.76 Nm
M eff	11.1783 Nm	11.1953 Nm	10.2351 Nm
JLoad	8.8656 kgcm <sup>2</sup>	8.8656 kgcm <sup>2</sup>	16.46 kgcm <sup>2</sup>
Jload/Jmotor		0,538615	
n max	120 rpm	120 rpm	4000 rpm
N eff	80.2216 rpm	80.2216 rpm	
MGear emergency			

Diagram torque versus speed



rpm / Nm

M(n)

M max (rated voltage)

M max (-5% rated voltage)

M max (+20% rated voltage)

Meff(n)

M eff (N eff)

**Příloha č. 5 – Cenová nabídka pohonu s příslušenstvím od firmy Berger Lahr****Krokový motor vertikální posuv (30% rezerva) max. rychlost 10 mm/s**

VRDM 31122 LWC	3f Krokový motor 16Nm, konektory	699 €
Holding brake VRDM311xx (16Nm)	Brzda	199 €
Rotation monitoring VRDM311x (1000 Incr.)	Encoder	199 €
SD3 28A U68	SD3 28A Universal Single axis Stepperdrive (Analog, Pulse/Dir., ModBus, CANopen, DS402, with Rotation Monitoring); 1~ 115VAC/230VAC Mains supply, Integrated mains filter, 6,8A nominal current, fan 24VDC, IP20	740 €
WW3 S5 101 R50	Motor cable sized for stepper motor 4x1,5 shielded; The cable has an 6-pin round plug on the motor side; other cable end = open; length=5m	73 €
WW3 S8 101 R50	Rotary encoder cable sized for stepper motor; length 5 m; shielded; The cable has a 12-pin encoder plug, round, equipped. The unit side connection is a 12-pin Molex plug.	83 €
		1 993 €

## Příloha č. 6 - Zvolený řídicí systém z nabídky firmy Berger Lahr



## Řídicí jednotky řady SD3 pro krokové motory

Tato nová řada digitálních řídicích jednotek je určena pro **třířázové krokové motory** Berger Lahr. Vyznačuje se malým kompaktním provedením a v součinnosti s vhodným krokovým motorem vytváří výkonný a účinný pohonný systém.

Podle funkce a způsobu řízení jsou jednotky vyráběny ve dvou různých provedeních :

- **SD3-26** jsou jednotky určené pro pulzní řídicí signály do max. frekvence 200 kHz. Mají nastavitelné rozlišení od 200 do 10.000 kroků na otáčku a galvanicky oddělené vstupy pro řídicí signály v úrovních 5V i 24V.

**SD3-26D** je základní provedení této jednotky.

**SD3-26R** je provedení pro krokové motory s enkodérem a/nebo brzdou.

- **SD3-28** jsou jednotky s funkcemi pro polohování z bodu do bodu, rychlostní režim, sekvenční režim, oscilátorový režim, referenční pojezdy a ruční pojezdy. Povel se zadávají komunikací přes obvyklá komunikační rozhraní :

**SD3-28A** má dvě rozhraní CAN-bus (CANopen) a RS-485 (Modbus RTU).

**SD3-28B** komunikuje pouze přes Profibus-DP-VD.

Jednotky SD3-28 mohou být použity i pro krokové motory s enkodérem a/nebo brzdou.



Přístroje řady SD3 mají přepínatelné napájecí napětí 230Vac / 115Vac a mají zabudovaný síťový filtr. Vyrábí se ve dvou výkonových variantách 350W a 750W. Základní provedení **SD3-26D** nevyžaduje žádné další napájecí napětí, kdežto jednotky **SD3-26R** a **SD3-28** potřebují ještě napájecí napětí 24Vdc.

## Příloha č. 7 - List z katalogu spojek od firmy Berger Lahr

**BERGER LAHR**  
positec

## Pružné spojky EVK

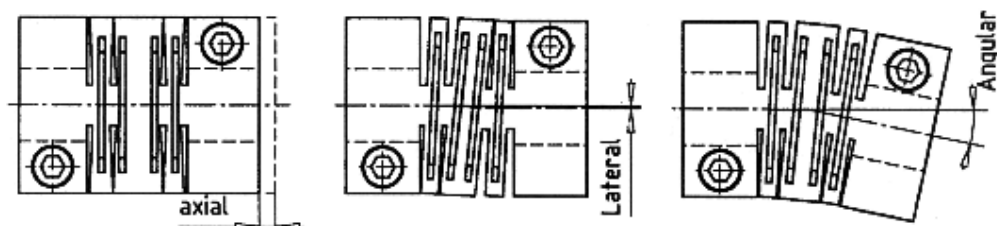
Slouží pro vyrovnávání osových odchylek dvou hřídelí. Jsou vyrobeny z jednoho kusu lehké duralové slitiny s dutinou uvnitř (patentováno). Osově otvory jsou předvrtány na menší průměr, aby si je uživatel mohl přizpůsobit průměrům konkrétních hřídelí. Spojky mají vysokou torzní tuhost a malý moment setrvačnosti. Výhodou je rovněž snadná montáž.

VÝKRES



Typové označení : EVK-	020	025	030	040	050	060	070	080
<b>Jmenovitý moment</b> (Nm)	5	7	10	19	35	70	130	180
<b>Max. otáčky</b> (min <sup>-1</sup> )	9.500	8.000	6.000	5.000	5.000	4.500	4.000	3.500
<b>Torzní tuhost</b> (10 <sup>3</sup> Nm/rad)	0,5	3,5	5,0	11,5	35	70	95	100
<b>Hmotnost</b> (g)	20	30	50	100	300	400	700	900
<b>Moment setrvačnosti</b> (10 <sup>-2</sup> kg cm <sup>2</sup> )	1,5	4,3	11	35	114	285	480	695
<b>Přípustné odchylky</b> - axiální (mm) - laterální (mm) - angulární (°)	0,3 0,2 2,0	0,3 0,2 2,0	0,4 0,3 2,0	0,4 0,3 2,0	0,5 0,3 2,0	0,5 0,3 2,0	0,5 0,3 2,0	0,5 0,3 2,0

Případy osových odchylek hřídelí :



**Příloha č. 8 – Výpočet sil vzniklých při broušení****Broušení**

Výpočet tangenciální složky řezné síly

pro čelní, protisměrné broušení platí

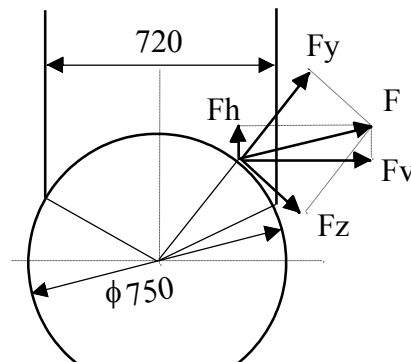
$$F_z = p \cdot S_\psi, \quad \text{přičemž} \quad S_\psi = h \cdot s_z \cdot \sin \psi$$

po úpravě dostaneme

$$F_{z \min} = c_{Fz} \cdot h^y \cdot s_z^x \cdot \sin \psi = 500 \cdot 2^{0,77} \cdot 0,01^{0,9} \cdot 16,45 = 222,3 \text{ N}$$

$$F_{z \max} = c_{Fz} \cdot h^y \cdot s_z^x \cdot \sin \psi = 500 \cdot 2^{0,77} \cdot 0,032^{0,9} \cdot 16,45 = 633,3 \text{ N}$$

hodnoty konstant a exponentů - čelní frézování, litina HB 180-200



$$c_{Fz} = 1100, \quad x = 0,9, \quad y = 0,77$$

hodnoty konstant a exponentů - čelní frézování, magnezit (z měření)  $c_{Fz} = 500$ ,  $x = 0,9$ ,  $y = 0,77$

řezné podmínky

max. hloubka broušení  $h = 2 \text{ mm}$

rozsah posuvů  $s_{\min} = 0,6 - 1,9 \text{ m/min}$

**změřeno (Lubeník)** -  $10 \text{ mm/s} = 0,01 \text{ m/s} = 0,6 \text{ m/min}$

Wasmer 1 -  $6 \text{ m/min}$

posuv na zub  $s_{z \min} = s_{\min} / n \cdot z = 600 / 1000 \cdot 60 = 0,01 \text{ mm}$

rozsah  $s_z = 0,01 - 0,032$

řezná rychlost  $v = \pi \cdot D \cdot n = \pi \cdot 0,75 \cdot 1000 = 2356,2 \text{ m/min}$

$$v = 39,3 \text{ m/s}$$

složky řezné síly - symetrické broušení

$$F_y = 0,8 \cdot F_{z \max} = 506,64 \text{ N}$$

$$F_v = 0,95 \cdot F_{z \max} = 601,6 \text{ N}$$

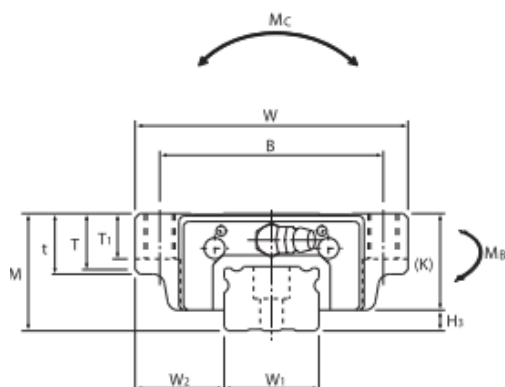
$$F_h = 0,4 \cdot F_{z \max} = 253,3 \text{ N}$$



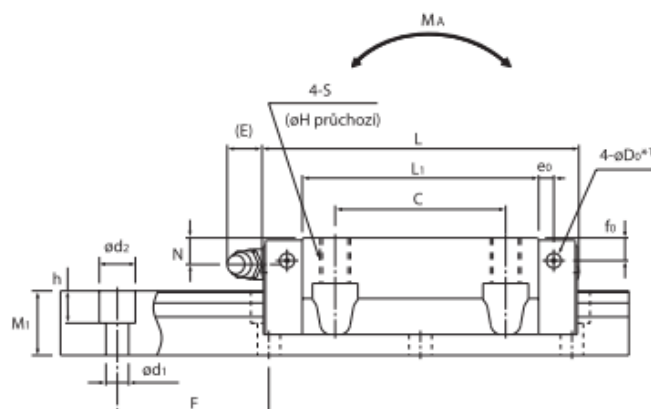
## Příloha č. 9 - List z katalogu lineárních vedení firmy THK

# Modely SNS-C/SNS-LC

## Tabulka rozměrů modelů SNS-C/SNS-LC



Model SNS-C/LC



Model SNS-C

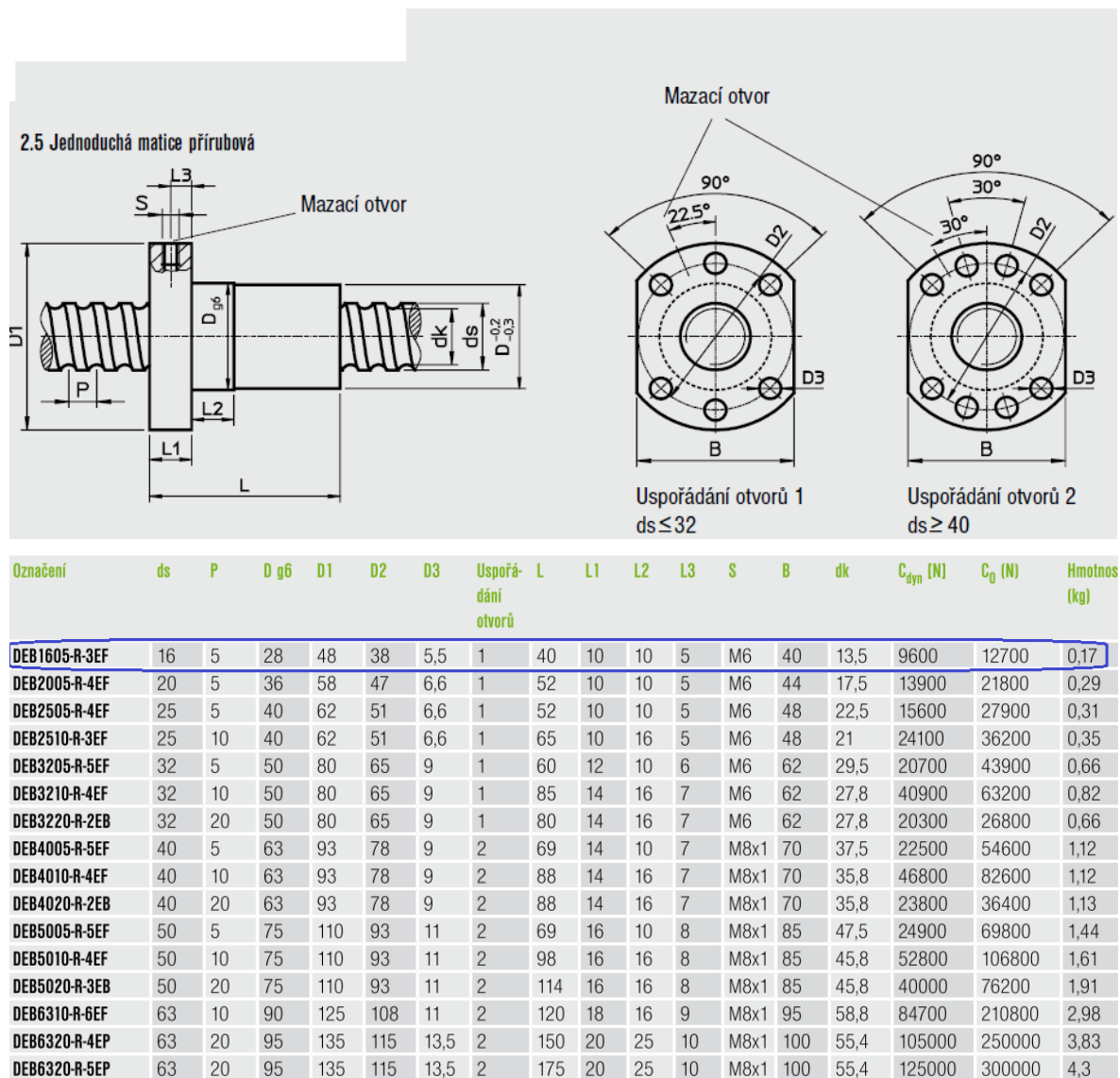
Velikost	Vnější rozměry			Rozměry vozíku																H <sub>3</sub>
	Výška	Šířka	Délka	B	C	S	H	L <sub>1</sub>	t	T	T <sub>1</sub>	K	N	f <sub>0</sub>	E	e <sub>0</sub>	D <sub>0</sub>	Maznice		
	M	W	L																	
SNS 25C SNS 25LC	31	72	83,6 102,8	59	45	M 8	6,8	62,4 81,6	16	14,8	12	25,5	7	6	12	4	3,9	B-M6F	5,5	
SNS 30C SNS 30LC	38	90	98 120,5	72	52	M10	8,5	72,1 94,6	18	16,8	14	31	7	7	12	6,5	3,9	B-M6F	7	
SNS 35C SNS 35LC	44	100	110,3 135,8	82	62	M10	8,5	79 104,5	20	18,8	16	35	8	8	12	6	5,2	B-M6F	9	
SNS 45C SNS 45LC	52	120	139 171,8	100	80	M12	10,5	105 137,8	22	20,5	20	40,4	10	8	16	8,5	5,2	B-PT1/8	11,5	
SNS 55C SNS 55LC	63	140	163,3 200,5	116	95	M14	12,5	123,6 160,8	24	22,5	22	49	11	10	16	10	5,2	B-PT1/8	14	
SNS 65C SNS 65LC	75	170	186,4 246,4	142	110	M16	14,5	143,6 203,6	28	26	25	60	16	15	16	9	8,2	B-PT1/8	15	
SNS 85LC	90	215	302,8	185	140	M20	17,6	215	34	32	28	73	20	20	16	10	8,2	B-PT1/8	17	

Rozměry lineární kolejnice						Základní jmenovité zatížení		Povolený statický moment kNm <sup>-3</sup>					Hmotnost	
Šířka W <sub>1</sub> ±0,05	W <sub>2</sub>	Výška M <sub>1</sub>	Rozteč F	d <sub>1</sub> ×d <sub>2</sub> ×h	Délka Max <sup>*)</sup>	C kN	C <sub>0</sub> kN	M <sub>A</sub> 1 vozík	M <sub>A</sub> 2 vozíky	M <sub>A</sub> 1 vozík	M <sub>A</sub> 2 vozíky	M <sub>C</sub> 1 vozík	Vozík kg	Lineární kolejnice kg/m
25	23,5	17	40	6×9,5×8,5	2500	37 44	61 78	0,544 0,915	2,88 4,41	0,504 0,847	2,67 4,09	0,648 0,826	0,6 0,8	3,1
28	31	21	80	7×11×9	3000	52 62	81 106	0,821 1,43	4,5 7,04	0,761 1,33	4,17 6,53	0,962 1,25	1 1,3	4,4
34	33	24,5	80	9×14×12	3000	69 83	110 144	1,27 2,11	6,81 10,7	1,17 1,96	6,32 10	1,56 2,05	1,5 2	6,2
45	37,5	29	105	14×20×17	3090	101 123	167 222	2,63 4,29	12,7 20,8	2,43 3,97	11,8 19,3	3,15 4,21	2,3 3,4	9,8
53	43,5	36,5	120	16×23×20	3060	136 164	225 295	3,96 6,66	20,4 32,4	3,67 6,17	19 30	4,97 6,52	3,6 5,5	14,5
63	53,5	43	150	18×26×22	3000	199 261	315 441	6,4 12,7	32,7 59,1	5,93 11,7	30,3 54,8	8,24 11,5	7,4 10,5	20,5
85	65	48	180	24×35×28	3000	422	679	23,9	112	22,1	104	23,7	20	29,5

## Příloha č. 10 - List z katalogu kuličkových šroubu firmy HIWIN s.r.o

## Kuličkové šrouby

### Přesně okružované



**Příloha č. 11 – Cenová nabídka pohonu s příslušenstvím od firmy Berger Lahr****Krokový motor horizontální posuv**

VRDM 3910 LWC/LNC/LHC	3f Krokový motor 4Nm, konektory	333 €
Holding brake VRDM39xx (6Nm)	Brzda	165 €
Rotation monitoring VRDM39x (1000 Incr.)	Encoder	221 €
SD3 28A U25	SD3 28A Universal Single axis Stepperdrive (Analog, Pulse/Dir., ModBus, CANopen, DS402, with Rotation Monitoring); 1~115VAC/230VAC Mains supply, Integrated mains filter, 2,5A nominal current, IP20	686 €
VW3 S5 101 R50	Motor cable sized for stepper motor 4x1,5 shielded; The cable has an 6-pin round plug on the motor side; other cable end = open; length=5m	73 €
VW3 S8 101 R50	Rotary encoder cable sized for stepper motor; length 5 m; shielded; The cable has a 12-pin encoder plug, round, equipped. The unit side connection is a 12-pin Molex plug.	83 €
		1 561 €

## Příloha č. 12 – List s vybranou spojkou z katalogu firmy Berger Lahr

**BERGER LAHR**  
posítec

## Pružné spojky EVK

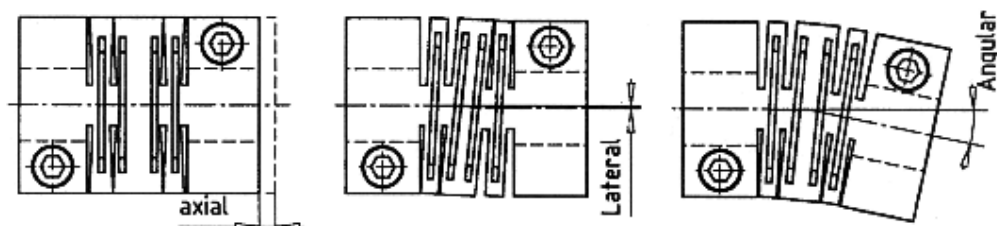
Slouží pro vyrovnávání osových odchylek dvou hřídelí. Jsou vyrobeny z jednoho kusu lehké duralové slitiny s dutinou uvnitř (patentováno). Osově otvory jsou předvrtány na menší průměr, aby si je uživatel mohl přizpůsobit průměrům konkrétních hřídelí. Spojky mají vysokou torzní tuhost a malý moment setrvačnosti. Výhodou je rovněž snadná montáž.



VÝKRES

Typové označení : EVK-	020	025	030	040	050	060	070	080
Jmenovitý moment (Nm)	5	7	10	19	35	70	130	180
Max. otáčky (min <sup>-1</sup> )	9.500	8.000	6.000	5.000	5.000	4.500	4.000	3.500
Torzní tuhost (10 <sup>3</sup> Nm/rad)	0,5	3,5	5,0	11,5	35	70	95	100
Hmotnost (g)	20	30	50	100	300	400	700	900
Moment setrvačnosti (10 <sup>-2</sup> kg cm <sup>2</sup> )	1,5	4,3	11	35	114	285	480	695
Přípustné odchylky								
- axiální (mm)	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
- laterální (mm)	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
- angulární (°)	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0

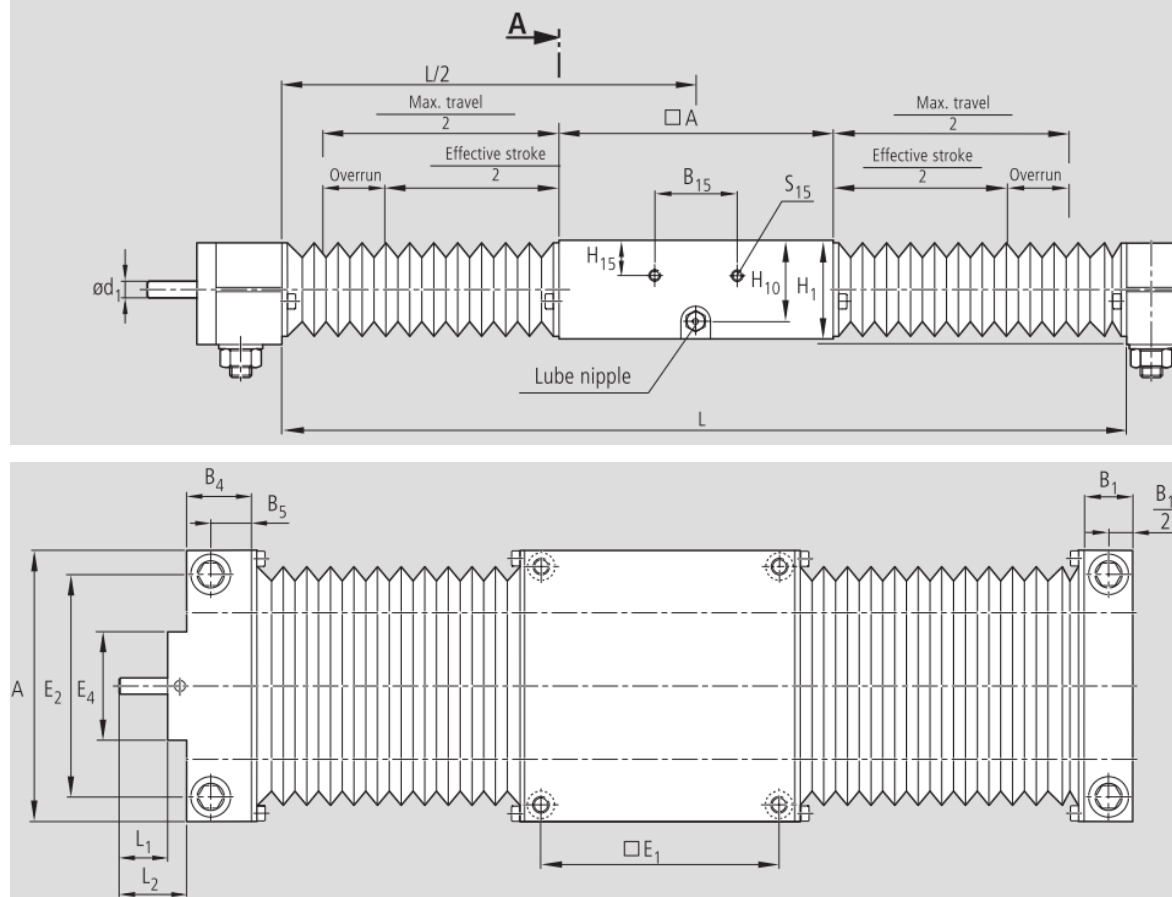
Případy osových odchylek hřídelí :



**Příloha č. 13 – List s vybraným lineárním modulem z katalogu firmy Bosh Rexroth**  
**STAR – Linear Motion Slides, Closed Type with Ball Screw Drive**  
**Dimension Drawings SGK 12-85 to SGK 20-130**

All dimensions in mm

Diagrams to different scales



Slide	Drive journal Mounting geometry									Holes for locating bracket in both end blocks			
	$d_1$ h7	$d_2$ H7	$L_1$	$L_2$	$Z_1$	$E_4$	$a$	$b$	$S_4$	$F_5$	$F_6$	$F_7$	$S_5$
SGK 12 - 85	6	28	18	25	2.1	40	33	23	M4 - 8 deep	53	9.5	11.5	M4-8 deep
SGK 16 - 100	6	28	18	25	2.1	40	33	23	M4 - 8 deep	60	11	14	M4-8 deep
SGK 20 - 130	9	40	25	34.5	2.1	52	40	28	M6-12 deep	74	15.5	18.5	M5-12 deep

Slide	Dimensions (mm)														
	$d$ h6	$A$	$R$	$B_1$	$B_4$	$B_5$	$H$ $\pm 0.02$	$H_1$	$H_2$	$H_3$ $\pm 0.015$	$H_4$	$H_{10}$	$H_{13}$	$H_{14}$	$D_1$
SGK 12 - 85	12	85	42	14	24	17	16	34	32	18	33	27	26.6	25	22
SGK 16 - 100	16	100	54	18	24	15	18	38	36	20	37	31	28.6	29	26
SGK 20 - 130	20	130	72	20	29	19	23	48	46	25	47	39	36.6	37.5	32

## Příloha č. 14 – List s vybranou spojkou z katalogu firmy Berger Lahr

**BERGER LAHR**  
posítec

## Pružné spojky EVK

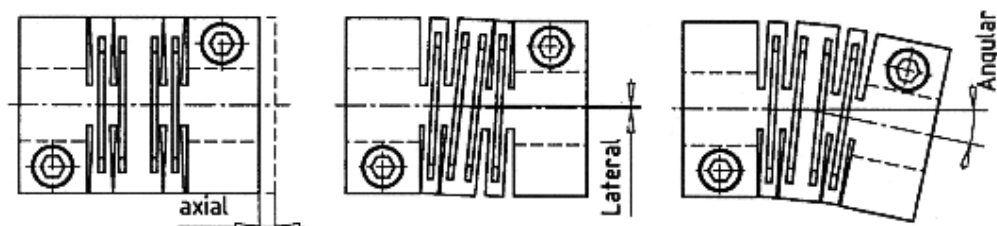
Slouží pro vyrovnávání osových odchylek dvou hřídelí. Jsou vyrobeny z jednoho kusu lehké duralové slitiny s dutinou uvnitř (patentováno). Osově otvory jsou předvrtány na menší průměr, aby si je uživatel mohl přizpůsobit průměrům konkrétních hřídelí. Spojky mají vysokou torzní tuhost a malý moment setrvačnosti. Výhodou je rovněž snadná montáž.



### VÝKRES

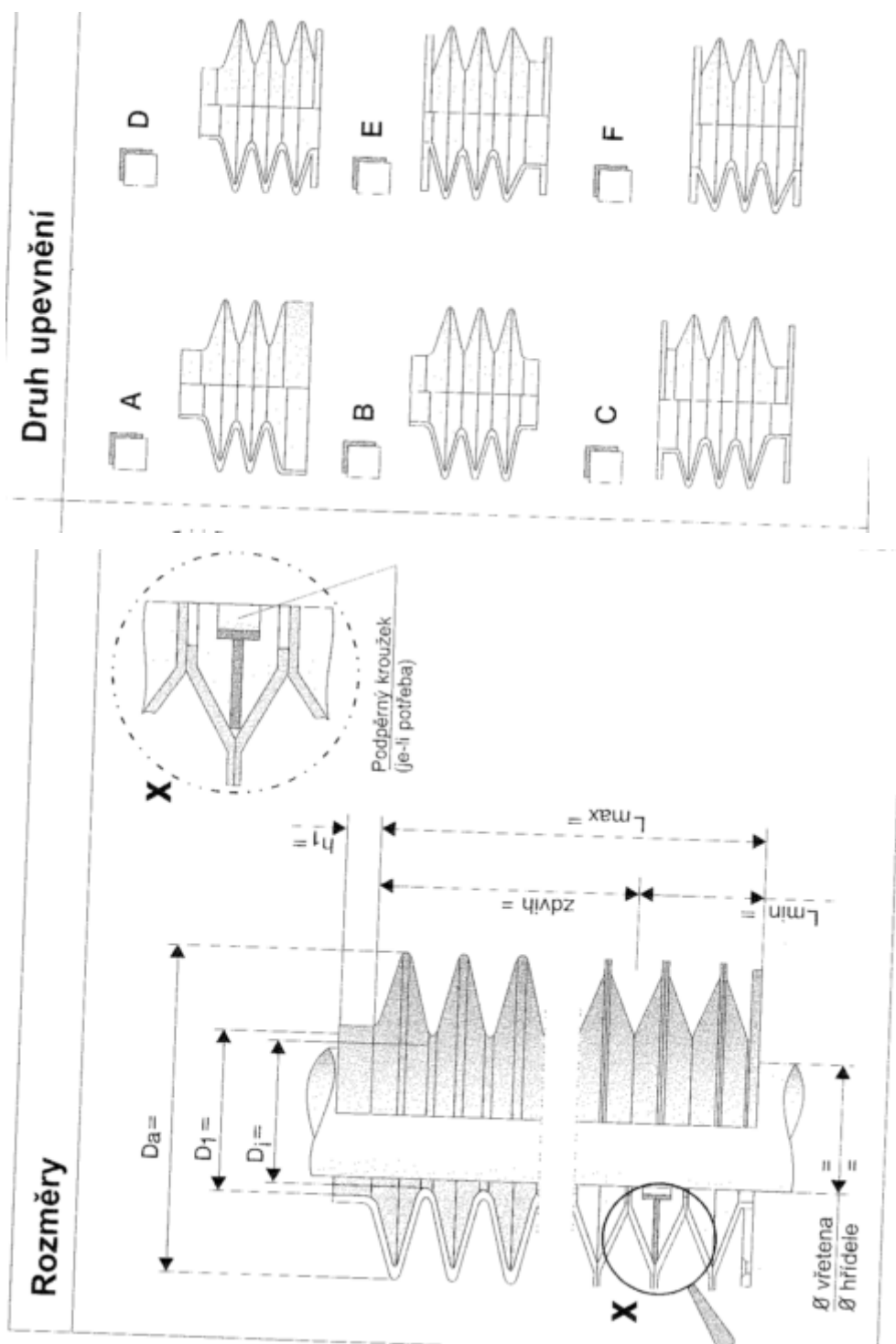
Typové označení : EVK-	020	025	030	040	050	060	070	080
Jmenovitý moment (Nm)	5	7	10	19	35	70	130	180
Max. otáčky (min <sup>-1</sup> )	9.500	8.000	6.000	5.000	5.000	4.500	4.000	3.500
Torzní tuhost (10 <sup>3</sup> Nm/rad)	0,5	3,5	5,0	11,5	35	70	95	100
Hmotnost (g)	20	30	50	100	300	400	700	900
Moment setrvačnosti (10 <sup>-2</sup> kg cm <sup>2</sup> )	1,5	4,3	11	35	114	285	480	695
Přípustné odchylky								
- axiální (mm)	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
- laterální (mm)	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
- angulární (°)	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0

Případy osových odchylek hřídelí :





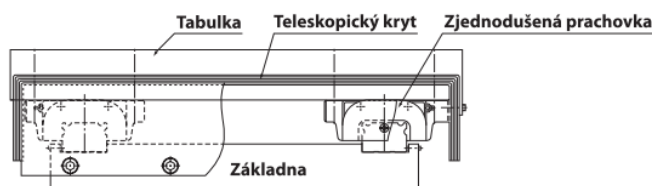
## Příloha č. 15 – Objednávkový list s parametry pro měchové kryty firmy TECNIMET



## Příloha č. 16 - List z katalogu firmy THK – prachovky JSN

## 8 Zjednodušená prachovka JSN

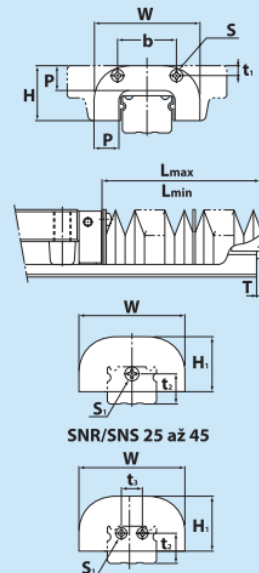
Pro modely SNR/SNS-C, SNR/SNS-LC, SNR/SNS-R a SNR/SNS-LR je k dispozici zjednodušená prachovka. Použijte zjednodušenou prachovku, pokud se lineární vedení používá na místech, kde je vystaveno chladicí kapalině apod. Chcete-li dosáhnout většího prachuvzdorného efektu, připevněte nad zjednodušenou prachovku teleskopický kryt po té, co ji přimontujete.



Příklad montáže zjednodušené prachovky

## Zjednodušená prachovka JSN

Používá se v místech, kde je hodně prachu nebo pilin.



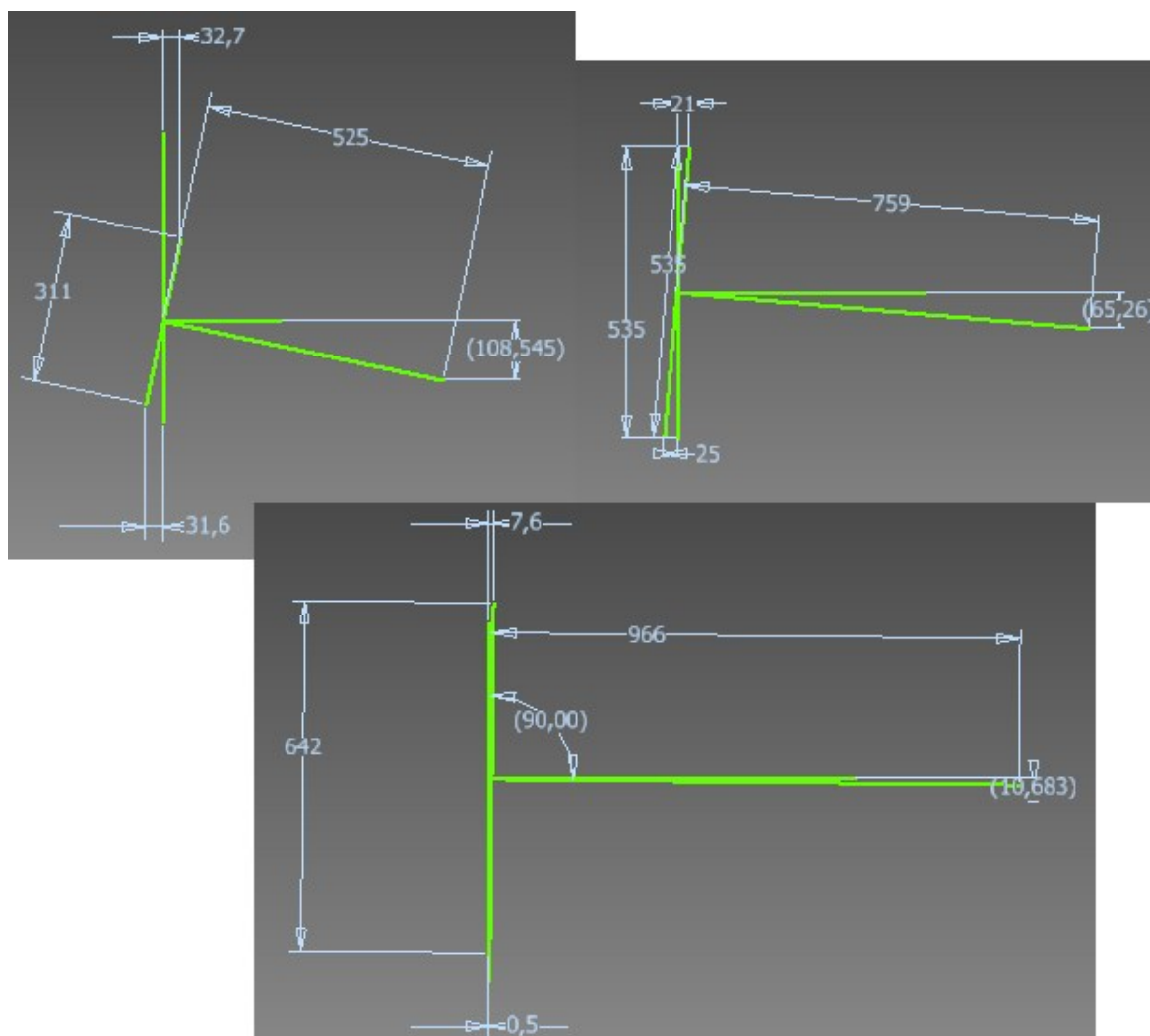
Tabulka rozměrů JSN

Jednotka: mm

Č. modelu	Hlavní rozměry											$\left(\frac{A}{\frac{L_{\max}}{L_{\min}}}\right)$	Podporovaný model
	W	H	H <sub>1</sub>	P	b	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	t <sub>3</sub>	Upevňovací šroub		T		
									S	S <sub>1</sub>			
JSN 25	50	25,5	24,5	10	26,6	4,6	13	—	M3 × 5 ℓ	M4 × 4 ℓ	1,5	7	SNR/SNS25
JSN 30	60	31	30	14	34	5,5	17	—	M4 × 8 ℓ	M4 × 4 ℓ	1,5	9	SNR/SNS30
JSN 35	70	35	34	15	36	6	20,5	—	M4 × 8 ℓ	M5 × 4 ℓ	2	10	SNR/SNS35
JSN 45	86	40,5	39,5	17	47	6,5	24	—	M5 × 10 ℓ	M5 × 4 ℓ	2	10	SNR/SNS45
JSN 55	100	49	48	19,5	54	10	29,5	18	M5 × 10 ℓ	M5 × 4 ℓ	2	13	SNR/SNS55
JSN 65	126	60	59	22	64	13,5	36,2	20	M6 × 12 ℓ	M6 × 5 ℓ	3,2	13	SNR/SNS65
JSN 85	156	70,5	70,5	30	110	15,5	39,5	28	M6 × 12 ℓ	M6 × 5 ℓ	3,2	20	SNR/SNS85

- Pro vertikální lineární vedení volím typ JSN 30
- Pro horizontální lineární vedení volím typ JSN 25



**Příloha č. 17 – celková přesnost Brusky BMD 800 znázorněná graficky**

- Toto jsou odchylky vzniklé zatížením brousicího stroje BMD 800 a jeho hmotností, hodnoty odchylek jsou v mikrometrech na obrázcích vždy v závorce.
- Na obr nahoře vlevo jsou odchylky motoru s brousícím kotoučem usazeném na otočné hlavici, vycházel jsem z kapitoly 6.5 Výsledky MKP simulací obr. 64
- Nahoře vpravo je horizontální suport na deformovaném příčnicku zde jsem vycházel z kapitoly 5.5 Výsledky MKP simulací obr. 46
- Dole je příčník na deformovaném rámu brusky BMD 800, odvozeno z kapitoly 4.4 Výsledky MKP simulací obr. 31
- Tyto odchylky jsem naměřil v simulačním programu Inventor 2011 technologií MKP (metoda konečných prvků)
- Po sečtení všech odchylek v X i Y souřadnicích přesnost BMD 800 je 0,245mm